



Universidad
Zaragoza

Trabajo Fin de Grado

Análisis de submodelos de componentes
atornillados en semirremolque modular ante
casos de carga más desfavorables

Autor/es

Jesús Segura Moreno

Director/es

Luis Castejón Herrero

Codirector

David Valladares Hernando

Universidad de Zaragoza / Escuela de Ingeniería y Arquitectura
2015



DECLARACIÓN DE AUTORÍA Y ORIGINALIDAD

(Este documento debe acompañar al Trabajo Fin de Grado (TFG)/Trabajo Fin de Máster (TFM) cuando sea depositado para su evaluación).

D./D^a. Jesús Segura Moreno,

con nº de DNI 25194117-D en aplicación de lo dispuesto en el art.

14 (Derechos de autor) del Acuerdo de 11 de septiembre de 2014, del Consejo

de Gobierno, por el que se aprueba el Reglamento de los TFG y TFM de la

Universidad de Zaragoza,

Declaro que el presente Trabajo de Fin de (Grado/Máster)

Grado _____, (Título del Trabajo)

Análisis de submodelos de componentes atornillados en semirremolque
modular ante casos de carga más desfavorables

es de mi autoría y es original, no habiéndose utilizado fuente sin ser citada
debidamente.

Zaragoza, 14 de Noviembre de 2015

Fdo: 



Análisis de submodelos de componentes atornillados en semirremolque modular ante casos de carga más desfavorables (RESUMEN)

En este presente Trabajo Fin De Grado, se ha desarrollado un análisis numérico de los componentes estructurales atornillados de un prototipo de semirremolque modular mediante elementos finitos. Para ello se han utilizado submodelos de las uniones atornilladas estructurales, los cuales se encuentran sometidos a las condiciones de carga más desfavorables que se producen durante el funcionamiento del semirremolque.

Este proceso de análisis, parte de un análisis numérico global del semirremolque en el cual se novelizaron las uniones de una forma simplificada, sin la utilización de la tornillería. A partir de esta información, se han determinado las piezas más solicitadas en cada unión bajo los casos de carga más desfavorables.

Para la modelización de las uniones atornilladas, se partió de la información facilitada por la empresa, mediante la cual se han realizado submodelos en detalle de cada una de las uniones utilizando el software comercial de elementos finitos Patran.

Como herramienta de cálculo y post-proceso se ha utilizado el software Abaqus, el cual tiene herramientas específicas que permiten la utilización de la técnica de los submodelos. Estas herramientas, han permitido aplicar las condiciones de cargas más desfavorables obtenidas en el estudio sobre comportamiento global del semirremolque en los submodelos.

Finalmente para cada uno de los casos calculados, se ha analizado el comportamiento de los submodelos y se han determinado posible mejoras en el caso que fueran necesarias.



TRABAJO FIN DE GRADO

1.	Modelo global.....	9
1.1	Características geométricas.....	9
1.1.1	Modificaciones geométricas	11
1.2	Discretización de la geometría.....	20
1.2.1	Simplificaciones en el mallado.....	22
1.3	Casos de carga y condiciones de contorno	26
1.3.1	Pisada de carretilla STILL FM-X 25	27
2.	Técnica del submodelo	29
2.1	Técnica basada en nodos	32
3.	Geometría submodelos	39
4.	Discretización de la geometría	48
5.	Definición de los materiales	60
6.	Determinación de las uniones atornillada mas solicitadas	65
6.1	Identificación de las uniones	65
6.2	Análisis de resultados en uniones atornilladas en el modelo global ..	67
6.2.1	Determinación del componente crítico en cada unión atornillada.	67
6.2.2	Casos de carga y posiciones más desfavorables	70
7.	Condiciones de contorno.....	73
7.1	Submodelo unión travesaño - banda lateral.....	74
7.1.1	Apriete tornillos	74
7.1.2	Contacto entre piezas.....	75
7.1.3	Desplazamientos del modelo global	82
7.2	Submodelo unión travesaño - larguero	86
7.2.1	Apriete tornillos	86
7.2.2	Contacto entre piezas.....	86
7.2.3	Desplazamientos del modelo global	90
7.3	Submodelo unión travesaño - larguero (Tavesaño 1)	96
7.3.1	Apriete tornillos	96
7.3.2	Contacto entre piezas.....	96
7.3.3	Desplazamientos del modelo global	97
7.4	Submodelo unión larguero	98
7.4.1	Apriete tornillos	98
7.4.2	Contacto entre piezas.....	101
7.4.3	Desplazamientos del modelo global	109
8.	Verificación de condiciones de contorno	113



TRABAJO FIN DE GRADO

8.1	Verificación submodelo unión travesaño - banda lateral.....	114
8.1.1	Tabla comparativa	114
8.1.2	Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 8	115
8.1.3	Escalón 150 mm detrás / Larguero B - Travesaño 8	116
8.1.4	Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4	117
8.1.5	Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 7	118
8.1.6	Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8.....	119
8.2	Verificación submodelo unión travesaño - larguero	120
8.2.1	Tabla comparativa	120
8.2.2	Pisada carretilla / Travesaño 8	121
8.2.3	Pisada carretilla / Travesaño 7	122
8.2.4	Giro de radio mínimo / Travesaño 6	123
8.2.5	Aceleración lateral 0,4·g / Travesaño 1	124
8.2.6	Escalón 150 mm delante / Travesaño 6	125
8.3	Verificación submodelo unión larguero	126
8.3.1	Tabla comparativa	126
8.3.2	Pisada carretilla / Larguero B	126
9.	Análisis de resultados	128
9.1	Análisis de resultados en los submodelos	128
9.1.1	Submodelo unión travesaño - banda lateral	128
9.1.2	Submodelo unión travesaño - larguero.....	144
9.1.3	Submodelo unión larguero.....	161
9.2	Análisis de resultados en las piezas de unión.....	165
9.2.1	Submodelo unión travesaño - banda lateral	165
9.2.2	Submodelo unión travesaño - larguero.....	172
9.2.3	Unión larguero	179
10.	Conclusiones.....	182
11.	Bibliografía	184
11.1	Consultas web	185





INTRODUCCIÓN

La empresa Lecitrailer S.A. está desarrollando un prototipo de semirremolque, el cual pueda ser transportado en un contenedor de 40 pies. Debido al mayor tamaño del semirremolque respecto al contenedor, el prototipo es modular. Es decir, hay componentes del chasis que se desmontaran para permitir su envío en el contenedor y posteriormente ser montados en el lugar de entrega.

Los componentes desmontables en este prototipo, normalmente se encuentran soldados en los semirremolques convencionales debido a su alto compromiso estructural. Debido a las restricciones de tamaño en este semirremolque estos componentes irán atornillados, de esta forma se facilita su montaje y desmontaje en los envíos.

Debido a esto, la empresa encargó a la Universidad de Zaragoza, más concretamente al departamento de Ingeniería Mecánica, el diseño de las uniones atornilladas y el análisis del comportamiento global del semirremolque y de las uniones de este.

Dada la complejidad total del proyecto, previamente a este Trabajo Fin de Grado, el departamento ha realizado el diseño de las uniones atornilladas en función de las características determinadas por la empresa para el prototipo del semirremolque.

También previamente, en otro Trabajo Fin de Grado, se realizó por medio de elementos finitos el análisis del comportamiento de la totalidad del chasis del semirremolque modular, ante los casos de carga que corresponden a las maniobras habituales y más críticas que pueden realizarse con un vehículo de estas características. En este modelo, se incorporaron las uniones diseñadas de forma simplificada, las piezas unidas por uniones atornilladas se modelizaron solidarias utilizando equivalencia entre nodos coincidentes, para de esta forma simplificar el cálculo.

El objeto del presente Trabajo fin de Grado es el cálculo, análisis y optimización de las piezas de unión diseñadas para las diferentes uniones atornilladas del semirremolque bajo las condiciones de carga más desfavorables.

A partir de la información facilitada por el departamento y la empresa, se han realizado submodelos en detalle de las uniones atornilladas por medio de elementos finitos con el software comercial Patran.



TRABAJO FIN DE GRADO

A estos submodelos, se les han aplicado los resultados más desfavorables obtenidos en etapas anteriores, de tal modo que las condiciones de desplazamiento en los nodos situados en las fronteras de cada submodelo serán obtenidos por interpolación de los resultados obtenidos en el modelo global. Estos desplazamientos, se han aplicado de forma independiente a cada submodelo para evaluar el funcionamiento de los ensamblajes diseñados. Todo este proceso se ha realizado mediante el software comercial ABAQUS.

Finalmente, a la vista de los resultados obtenidos en ABAQUS, se ha analizado el comportamiento de las piezas de unión.



1. Modelo global

La mayor parte de la información que se describe a lo largo de este apartado ha sido obtenida del departamento de Ingeniería Mecánica de la universidad de Zaragoza y de un proyecto fin de grado previo que analizaba el comportamiento global del semirremolque [1].

1.1 Características geométricas

Las características geométricas del semirremolque vienen definidas por la geometría que proporcionó Lecitrailer S.A. a la universidad de Zaragoza, *figuras 1.1 a 1.3*.

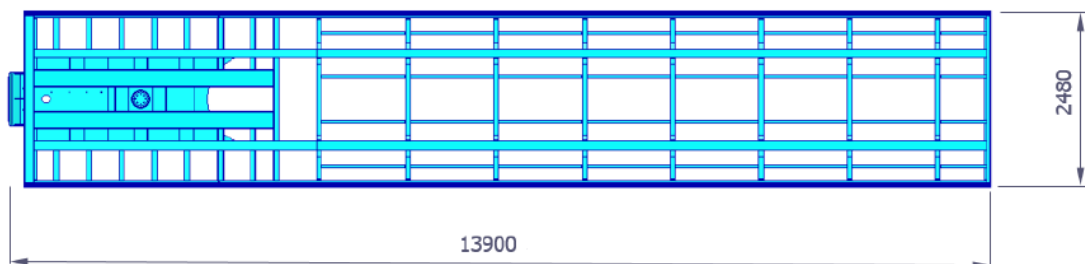


Figura 1.1 – Dimensiones del semirremolque [1]

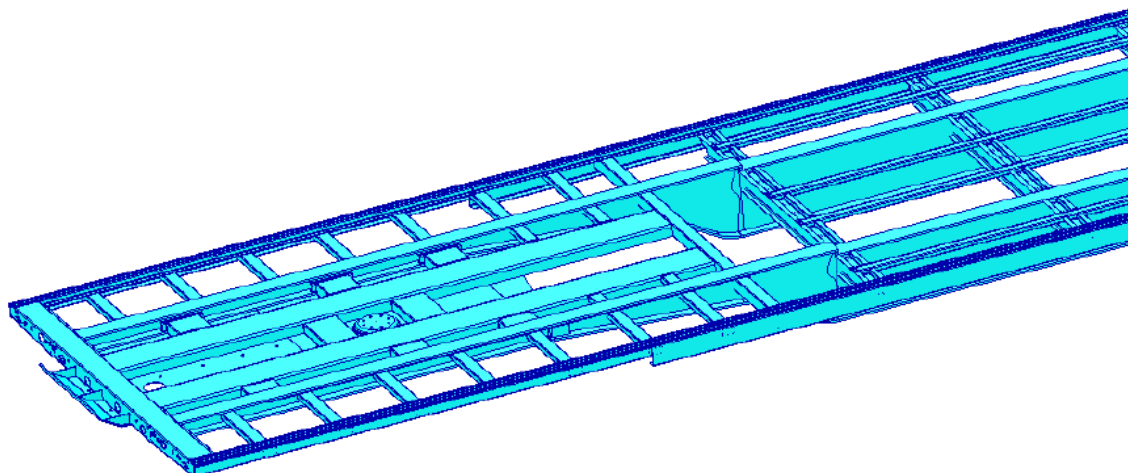


Figura 1.2 – Detalle parte delantera del vehículo [1]

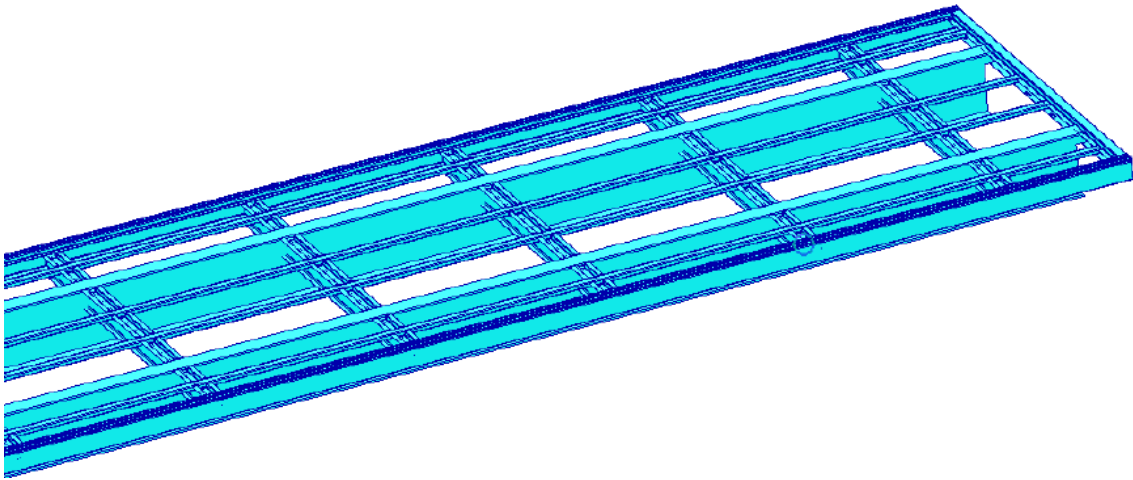


Figura 1.3 – Detalle parte trasera del vehículo [1]

A continuación hay breve explicación de los tipos de contenedores marítimos y sus dimensiones, los cuales justifican los cambios que se han hecho en el semirremolque.

Un contenedor es un recipiente de carga para el transporte marítimo. Existen diferentes medidas y tipos de contenedores marítimos que permiten transportar casi todo tipo de mercancía de forma segura por vía marítima. Los más extendidos a nivel mundial son los contenedores de 20 y 40 pies, con un volumen interno aproximado de $33,3 \text{ m}^3$ y $67,7 \text{ m}^3$ respectivamente. Las dimensiones de los contenedores están reguladas por la norma ISO-668.

Para el transporte del semirremolque se ha escogido el modelo estándar de 40 pies por su mayor tamaño y gran uso comercial. Este contenedor, al tener un mayor tamaño, permite reducir el número de uniones atornilladas necesaria.

A continuación podemos ver las características de los contenedores de 20 y 40 pies, siendo las de este último las que nos interesan ya que es el contenedor elegido:

TRABAJO FIN DE GRADO

20 PIES STANDARD (DRY CARGO) 20' X 8' X 6'

Tara: 2210 - 2400 kg / Carga Máxima 21700 - 28240 kg / Capacidad Cubica 33,3m³

MEDIDAS	EXTERNA		INTERNA		PUERTA ABIERTA	
	Metros	Pies	Metros	Pies	Metros	Pies
LARGO	6.05	20'	5.90	19'4"		
ANCHO	2.43	8'	2.34	7'8"	2.33	7'8"
ALTO	2.59	8'6"	2.40	7'10"	2.29	7'6"



40 PIES STANDARD (DRY CARGO) 40' X 8' X 6'

Tara: 3630-3740kg / Carga Máxima 2674 - 226850kg / Capacidad Cubica 67.7m³

MEDIDAS	EXTERNA		INTERNA		PUERTA ABIERTA	
	Metros	Pies	Metros	Pies	Metros	Pies
LARGO	12.19	40'	12.03	39'6"		
ANCHO	2.43	8'	2.34	7'8"	2.33	7'8"
ALTO	2.59	8'6"	2.40	7'10"	2.29	7'6"



40 PIES HIGH CUBE STANDARD (DRY CARGO) 40' X 8' X 9'6"

Tara: 3880 - 3900kg / Carga Mínima 26580-26600kg / Capacidad Cubica 76.5m³

MEDIDAS	EXTERNA		INTERNA		PUERTA ABIERTA	
	Metros	Pies	Metros	Pies	Metros	Pies
LARGO	12.19	40'	12.03	39'6"		
ANCHO	2.43	8'	2.34	7'8"	2.33	7'8"
ALTO	2.89	8'11"	2.59	8'6"	2.29	7'6"



Figura 1.4 – Tipos de contenedor marítimos

Como se puede ver en la figura anterior, las dimensiones máximas interiores del contenedor son 12,03 m de largo y 2,34 m de ancho. Debido a que el semirremolque tiene unas dimensiones mayores que el contenedor marítimo, es necesario realizar un modelo desmontable de este para reducir su tamaño. Esto permite el transporte del semirremolque y el posterior ensamblado en el lugar de recepción.

1.1.1 Modificaciones geométricas

Como se ha comentado anteriormente, debido a las mayores dimensiones del semirremolque respecto al contenedor se realizaron una serie de modificaciones en el diseño geométrico para facilitar su transporte.

Debido a que el semirremolque tiene unas cotas superiores al contenedor tanto a lo largo como a lo ancho, se realizaron una serie de divisiones para reducir el tamaño de las piezas y permitir su transporte.

TRABAJO FIN DE GRADO

Las divisiones realizadas son [1]:

- **División longitudinal:** Debido a que la longitud total del semirremolque es de aproximadamente 13900 mm frente a los 12030 mm se ha realizado un corte transversal a 1850 mm de la parte posterior del semirremolque. Esta división permite separar el vehículo en dos conjuntos los cuales tienen la cotas adecuadas para el transporte, ver figura 1.5.
- **División transversal:** Para reducir la anchura del semirremolque de 2340 mm a los 2480 mm de capacidad del contenedor se realizaron unos cortes longitudinales en los travesaños del vehículo. Estos separan las bandas laterales del conjunto principal del chasis, ver figura 1.5.

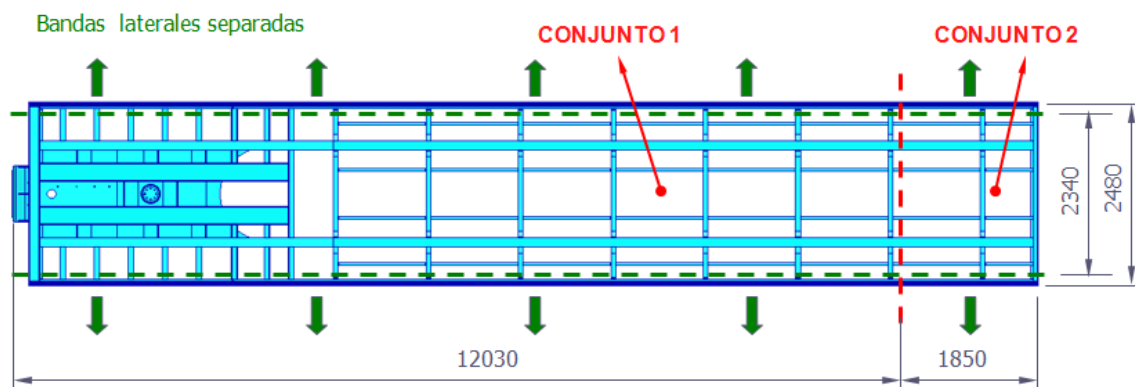


Figura 1.5 – Divisiones en el semirremolque [1]

- **División Largueros-Travesaños:** Otra modificación que se ha realizado, es la separación de los largueros y los travesaños del vehículo, lo cual facilita el transporte de estas piezas en el contenedor.

En función de las divisiones descritas anteriormente, se definió una serie de uniones atornilladas para cada una de estas divisiones. Las cuales permiten el montaje del semirremolque una vez recibido en su destino, ver figura 1.6.

TRABAJO FIN DE GRADO

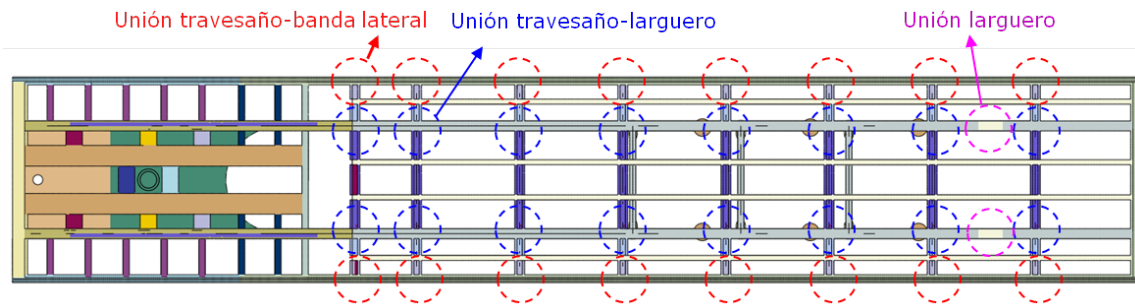


Figura 1.6 – Uniones atornilladas en el vehículo [1]

Más concretamente, estas uniones atornilladas son la que se han analizado en el presente trabajo fin de grado. A continuación podemos ver una descripción de estas:

- **Unión travesaño-banda lateral:** Esta unión viene determinada por la división transversal. Para esta unión, se han creado unas piezas auxiliares de conexión las cuales unen mediante tornillos el travesaño con la banda lateral, ver *figura 1.7 a 1.9*. Por lo tanto, las bandas de cierre laterales se transportarán sin ensamblar al chasis.

PIEZAS UNIÓN TRAVESAÑO - BANDA CIERRE LATERAL

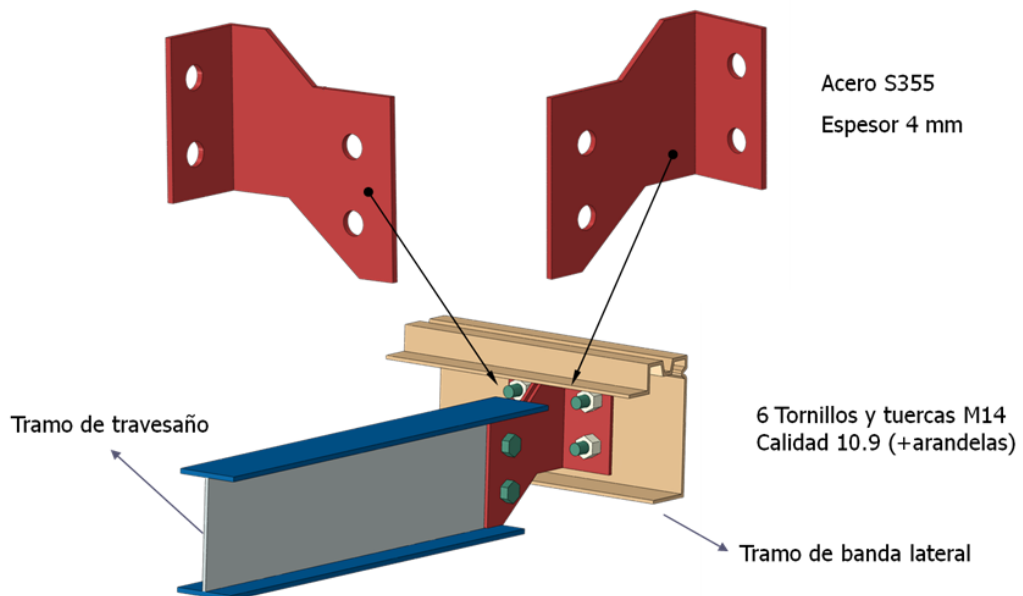
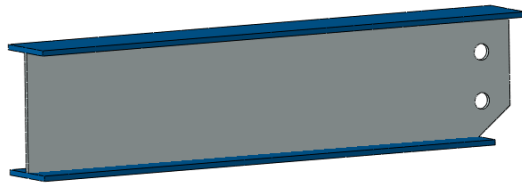


Figura 1.7 – Piezas de unión entre travesaño – banda cierre lateral

ELEMENTOS UNIDOS

Tramo Travesaño



Tramo banda lateral

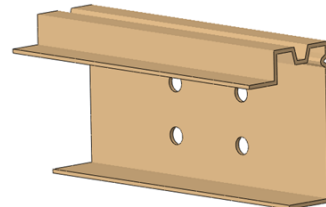
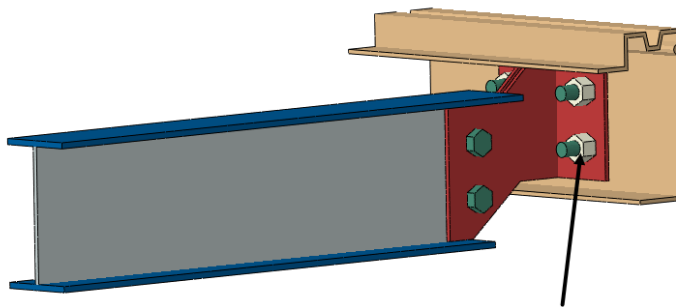


Figura 1.8 – Elementos del chasis que se unen en la unión travesaño – banda lateral

TORNILLERIA



6 Tornillos M14, calidad 10.9
y sus tuercas (+ arandelas)

Figura 1.9 - Tornillería empleada en la unión travesaño – banda lateral

También, se ha modificado la geometría y reduciendo la longitud de los travesaños a 2340 mm para facilitar el proceso de ensamblaje, ver *figura 1.10*.

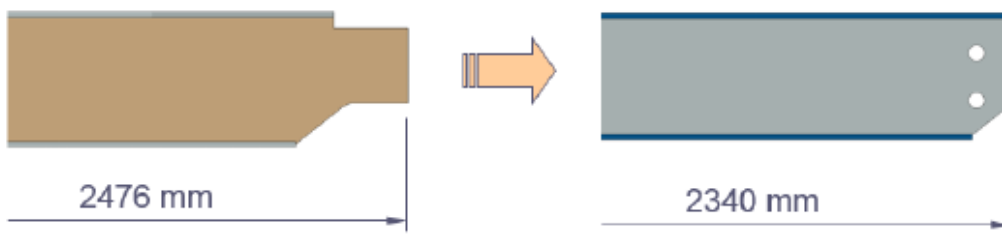


Figura 1.10 – Modificación geométrica de los travesaños [1]

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Unión travesaño larguero:** Debido a la división Largueros-Travesaños, se han creado unas piezas auxiliares de conexión que unen mediante tornillos el travesaño con el larguero, ver *figura 1.11 a 1.13*.

PIEZAS UNIÓN TRAVESAÑO - LARGUERO

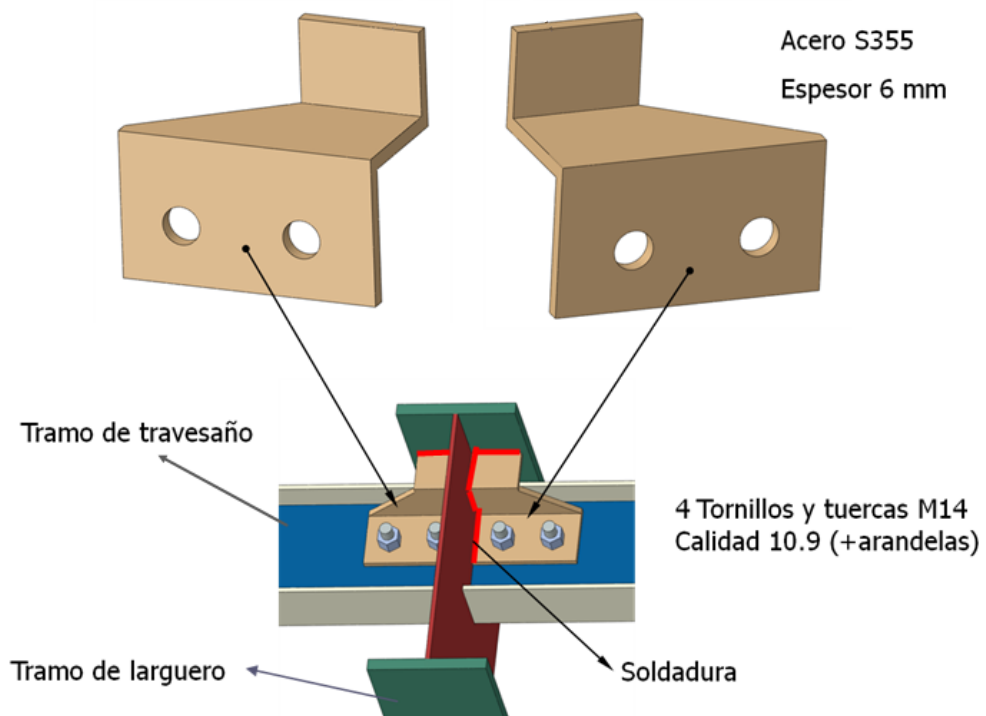


Figura 1.11- Piezas de unión entre travesaños – largueros

ELEMENTOS UNION

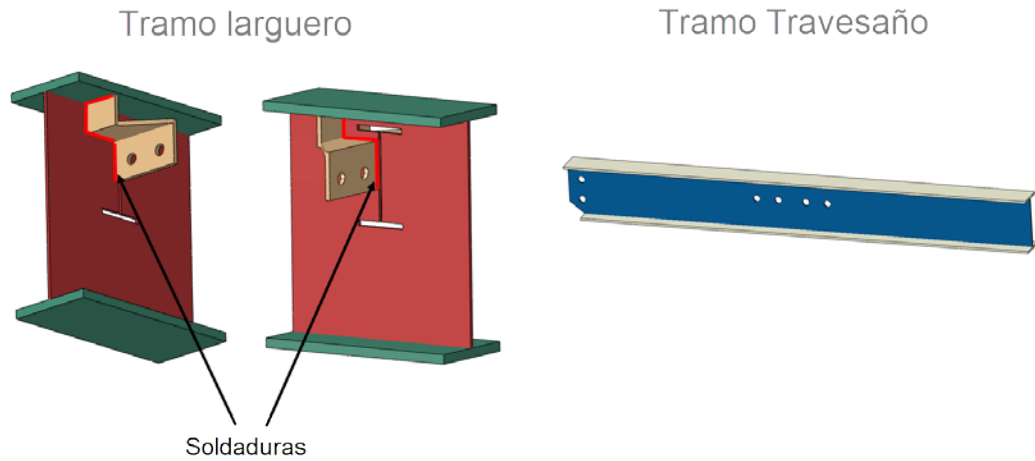


Figura 1.12 – Elementos que forman la unión travesaño - larguero

TORNILLERIA

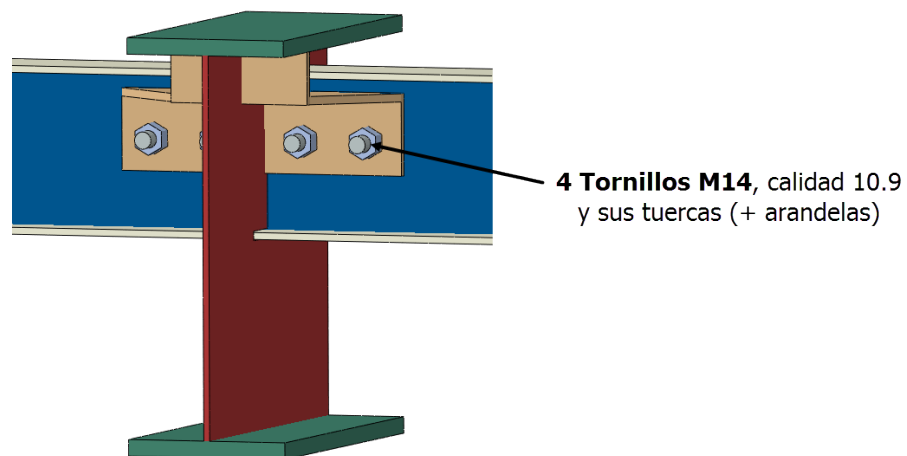


Figura 1.13 – Tornillería unión travesaño- larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Unión larguero:** Para la división transversal, se han creado unas piezas situadas a 1850 mm de la parte trasera que conectan mediante uniones atornilladas los dos tramos en los se han dividido cada larguero, ver *figura 1.14 a 1.16*. De este modo, el vehículo queda dividido en los dos conjuntos para su transporte, ver *figura 1.5*.

PIEZAS UNIÓN LARGUERO

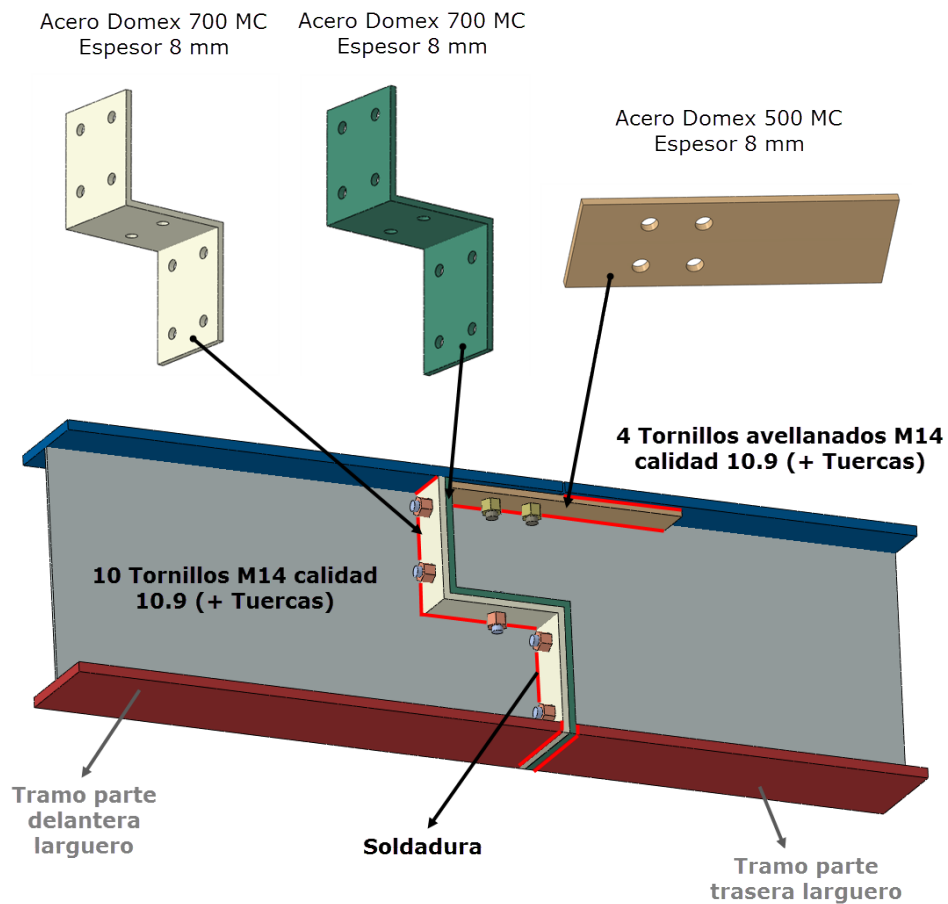


Figura 1.14- Piezas de unión entre los tramos del larguero

ELEMENTOS UNIÓN

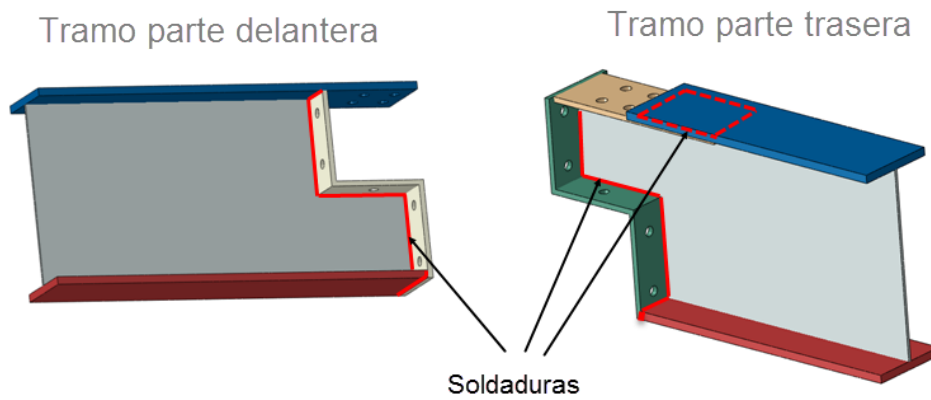


Figura 1.15 – Elementos que forman la unión larguero

TORNILLERIA

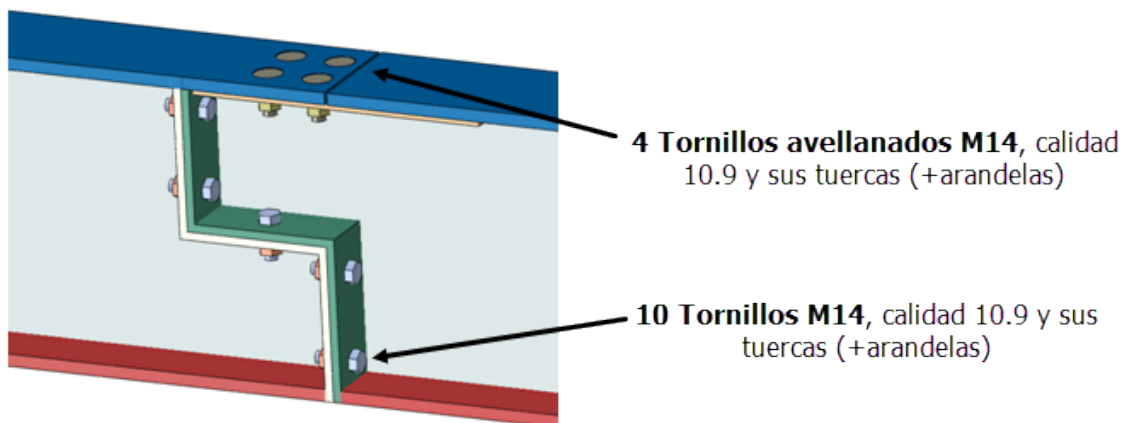


Figura 1.16 – Tornillería unión larguero

Para poder realizar el corte longitudinal y emplear la unión larguero sin interferencia con los travesaños. Se ha modificado la posición de los travesaños (de 2 a 8) trasladándolos en la dirección longitudinal, ver figura 1.17.



TRABAJO FIN DE GRADO

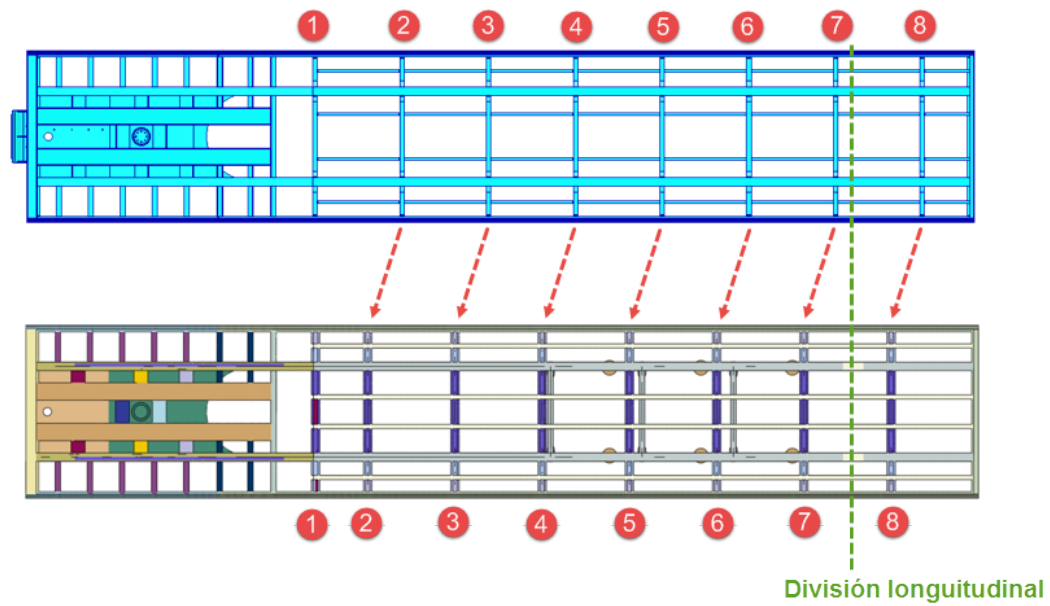


Figura 1.17 – Traslado de la posición de los travesaños

Para hacer la simulación también fue necesario añadir la geometría de la zona de los ejes del vehículo. Dicha geometría fue proporcionada por la empresa VALX, la cual fabrica este tipo de componentes. A continuación se muestra una imagen de la geometría de la zona de ejes:

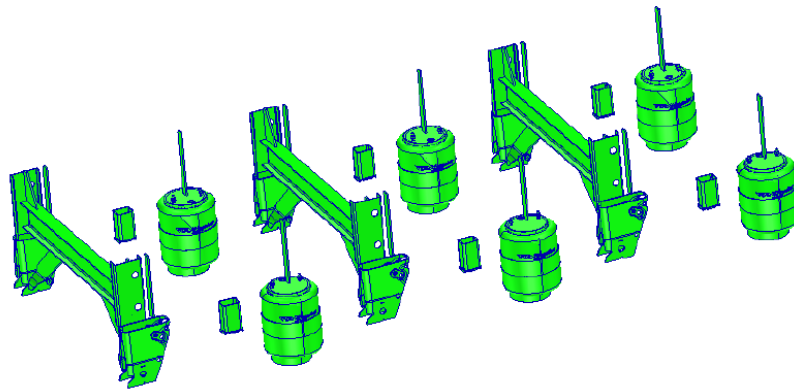


Figura 1.18 – Geometría de los ejes del vehículo [1]

TRABAJO FIN DE GRADO

1.2 Discretización de la geometría

En este apartado se va a describir brevemente el mallado de la geometría del modelo global y alguna de las simplificaciones utilizadas, especialmente las referentes a las uniones atornilladas [1].

La discretización o mallado de cada uno de cada uno de los componentes del vehículo se realizó principalmente mediante elementos shell S4R y S3R, solid C3D8 y C3D6 en el king-pin, conectores bisagra CONN3D2 para permitir los giros en king-pin, elementos muelle SPRINGA y elementos rígidos planos R3D4 en el apoyo de los soportes a muelles. El modelo tiene un total de 178743 elementos y 174408 nodos.

A continuación se muestran algunas imágenes del mallado del semirremolque:

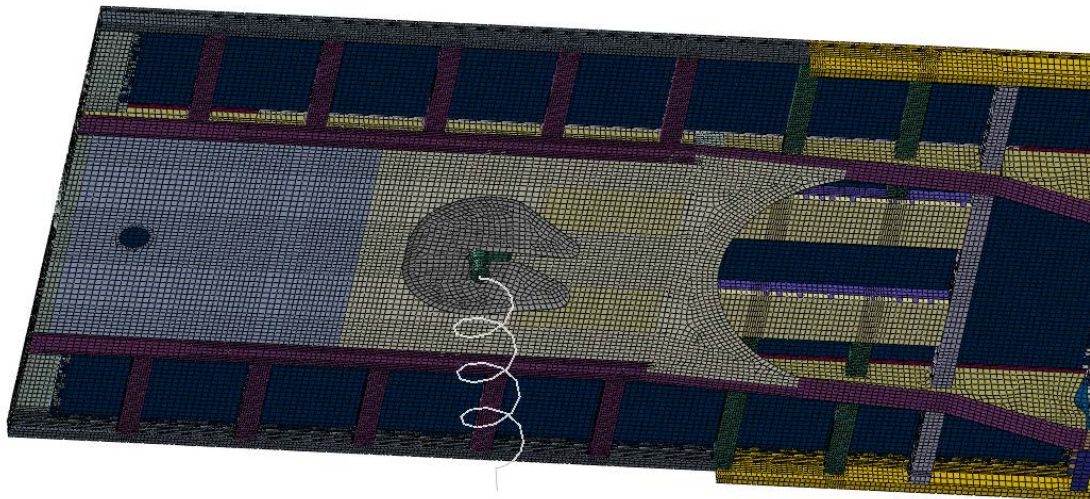


Figura 1.19 – Mallado de zona del King pin del vehículo en el modelo global

TRABAJO FIN DE GRADO

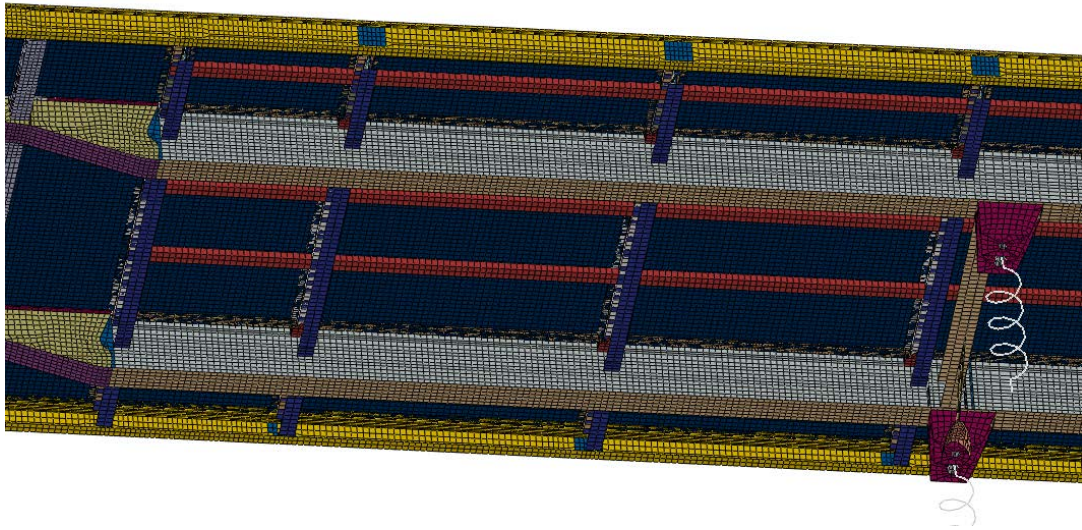


Figura 1.20 Mallado de la zona de los 3 primeros travesaños del vehículo en el modelo global

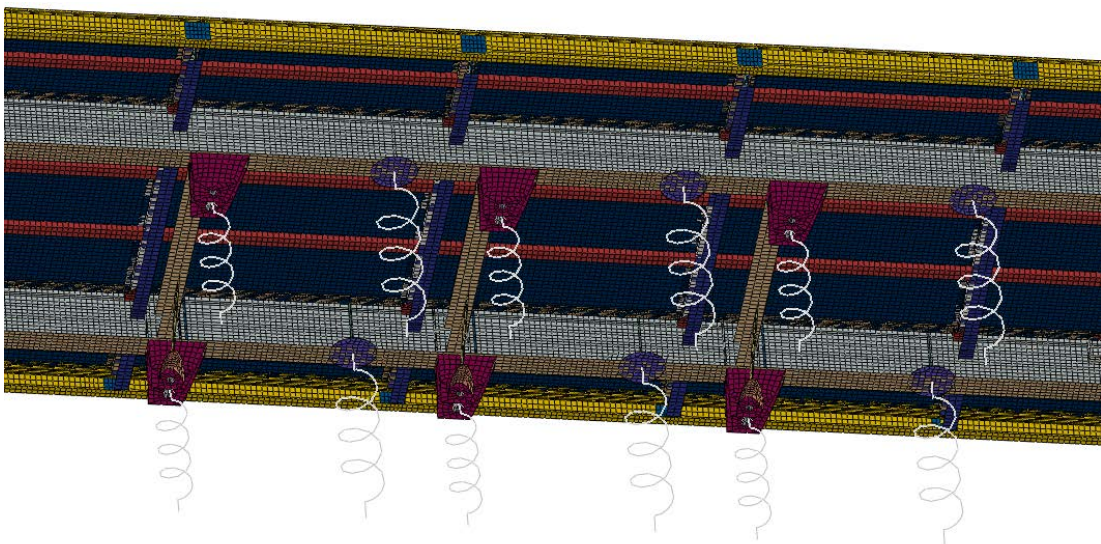


Figura 1.21 – Mallado de la zona de los ejes del vehículo en el modelo global

TRABAJO FIN DE GRADO

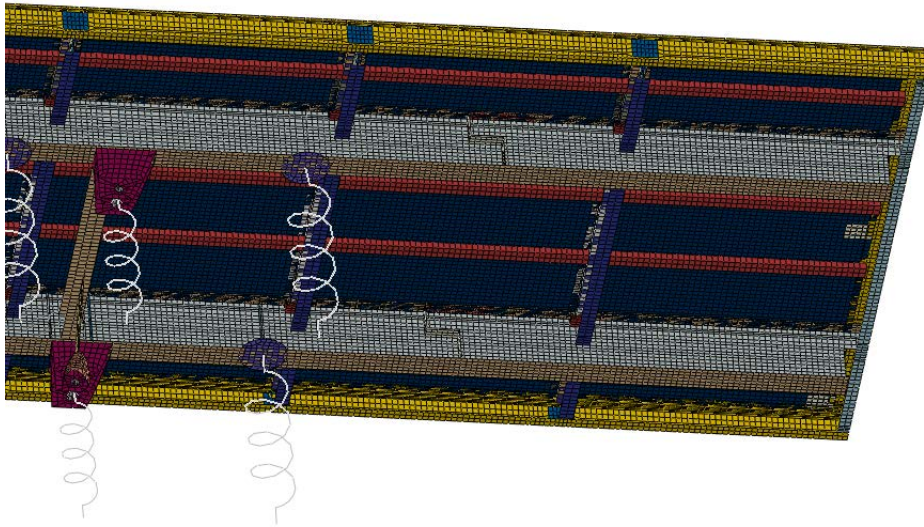


Figura 1.22 – Mallado de la zona posterior de vehículo en el modelo global

1.2.1 Simplificaciones en el mallado

En los siguientes apartados se describen brevemente las simplificaciones que se realizaron en el modelo del semirremolque con el objetivo de reducir el tiempo de mallado, el tiempo de cálculo y facilitar la convergencia del problema [1]:

- **Simplificación de la zona de ejes del semirremolque:** El sistema de suspensión y rodadura del semirremolque se modelizó de forma simplificada a partir de un conjunto de muelles con una rigidez equivalente a los neumáticos y diapreses del vehículo, de tal forma que se obtuvieran unos desplazamientos y giros idénticos en los soportes de los arriostramientos, ver figuras 1.23 y 1.24.

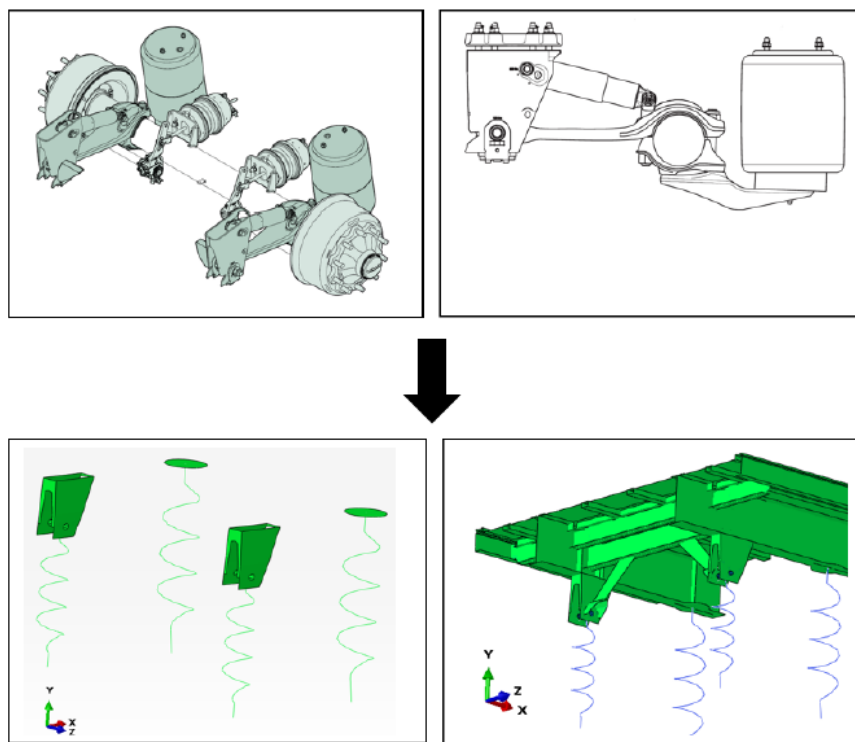


Figura 1.23 – Simplificación del sistema de suspensión [1]

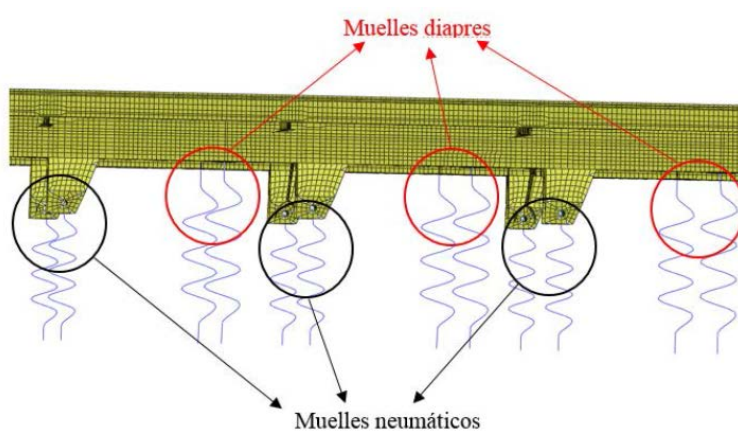


Figura 1.24 – Discretizado de la zona de suspensión [1]

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Simplificación de la unión del semirremolque con la cabeza tractora:** En el modelo global, se simplificó la cabeza tractora modelizando únicamente la quinta rueda. Para recrear el conjunto de suspensiones de la tractora, se utilizó un muelle unido a la quinta rueda con una determinada rigidez equivalente. Además, se permitió a la quinta rueda realizar unos determinados giros como ocurriría en el modelo real, ver en la figura 1.25.

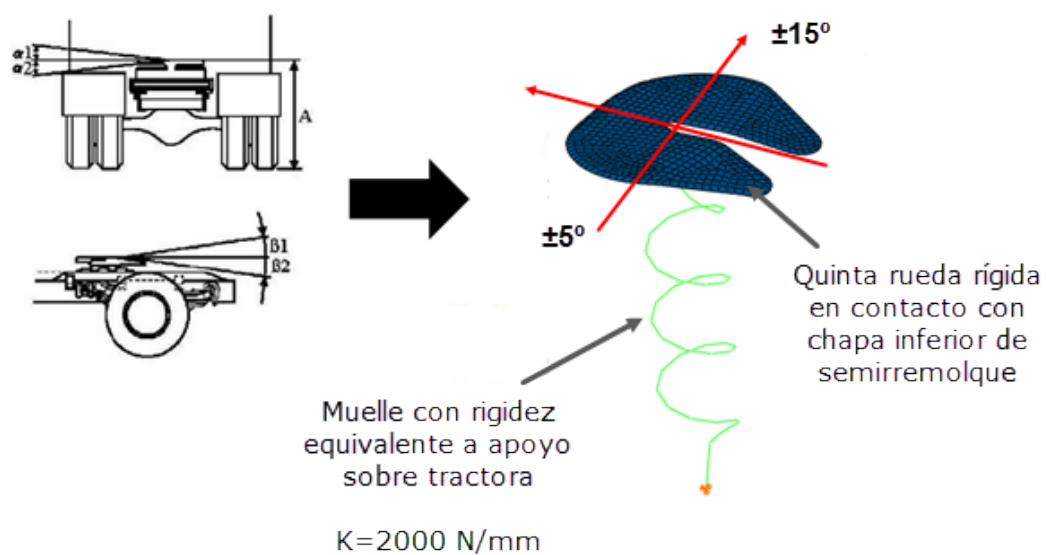


Figura 1.25 – Simplificación de la quinta rueda [1]

- **Simplificación de las uniones atornilladas:** Puesto que el objetivo del proyecto previo era analizar el comportamiento global del semirremolque y no el de analizar en detalle las uniones atornilladas, las cuales se han analizado en el presente proyecto. Las piezas en contacto con las uniones atornilladas se modelizaron solidarias utilizando equivalencia entre nodos coincidentes. Lo cual hace que las diferentes piezas de las uniones atornilladas del semirremolque se comporten como si fueran una única pieza.



TRABAJO FIN DE GRADO

A continuación se pueden ver las simplificaciones en el modelo global para cada una de las uniones atornilladas:

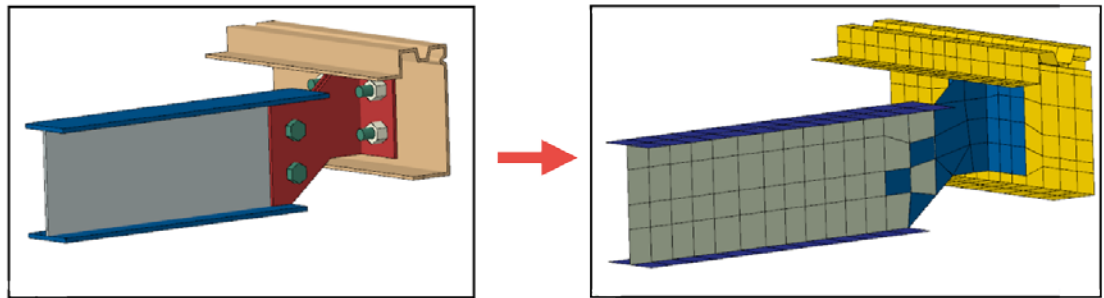


Figura 1.26 – Simplificación unión travesaño - banda lateral

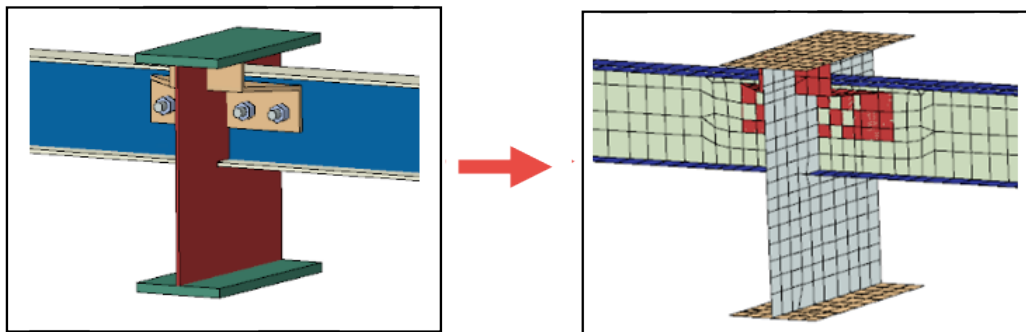


Figura 1.27 – Simplificación unión travesaño – larguero

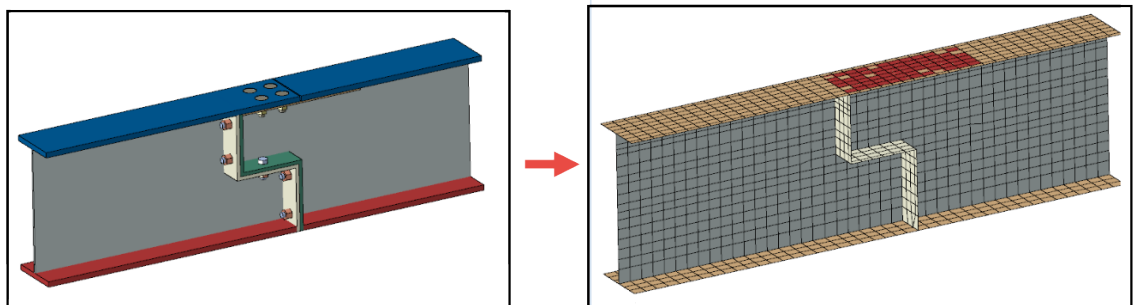


Figura 1.28 Simplificación unión larguero



1.3 Casos de carga y condiciones de contorno

En el análisis del comportamiento global del semirremolque, se le sometió a las maniobras más habituales y críticas a las que puede someter a un vehículo de estas características. Estas maniobras determinan cada uno de los casos de carga analizados.

Todos los casos de carga se realizaron como casos estáticos, de tal forma que aquellos casos correspondientes a situaciones dinámicas se simplificaron a situaciones de equilibrio estáticas equivalentes, ya que estas permiten el análisis por métodos implícitos.

Los casos de carga se dividen en 9 maniobras diferentes, 8 de las cuales fueron analizadas previamente en otro Trabajo Fin de Grado [1], salvo la maniobra 9 (Pisada de carretilla STILL FM-X 25), la cual se desarrolló en el presente Trabajo fin de grado para comprobar el funcionamiento de la unión atornillada en los largueros. Las 8 maniobras previas se encuentran descritas en el *Anexo H*.

Todos los casos se analizaron para una máxima carga transportada de 27 toneladas (264600N), la cual se ha incorporado dependiendo de cada situación a través de fuerzas aplicada directamente en los nodos de la plataforma o bien a través de bloques sólidos repartidos sobre la plataforma y cuyo centro de gravedad se encuentra en el centro de la altura correspondiente al habitáculo de transporte. También, en todos los casos se ha aplicado la gravedad.

Las 9 maniobras analizadas correspondientes a los casos de carga son:

- **Caso de carga 1: Reposo sobre quinta rueda**
- **Caso de carga 2: Reposo sobre patas de apoyo (sin tractora)**
- **Caso de carga 3: Escalón de 150 mm en rueda delantera**
- **Caso de carga 4: Escalón de 150 mm en rueda central**
- **Caso de carga 5: Escalón de 150 mm en rueda trasera**
- **Caso de carga 6: Aceleración lateral de 0.4 g**
- **Caso de carga 7: Frenada con deceleración 0.8 g**
- **Caso de carga 8: Giro de radio mínimo**
- **Caso de carga 9: Pisada de carretilla STILL FM-X 25**

TRABAJO FIN DE GRADO

1.3.1 Pisada de carretilla STILL FM-X 25

Con esta maniobra de carga se pretende simular las condiciones de carga más desfavorables para la unión atornillada de los largueros del vehículo. Más concretamente, consiste en simular el momento en el que una carretilla de peso medio, modelo STILL FM-X 25, está saliendo del semirremolque con la máxima carga posible. Mientras tanto el semirremolque está soportando la máxima carga y además, se encuentra unido a la cabeza tractora.

Para que la unión se encuentre sometida al peor caso posible, se ha decidido que las dos ruedas del eje delantero de la carretilla se encuentren en la posición, sobre el suelo, más alejada de la unión atornillada. Es decir, descentrada en un lateral en el extremo posterior del suelo del vehículo. De esta forma, la unión se encuentra sometida a las mayores solicitaciones posibles ya que el eje delantero de la carretilla es el que mayor peso soporta.

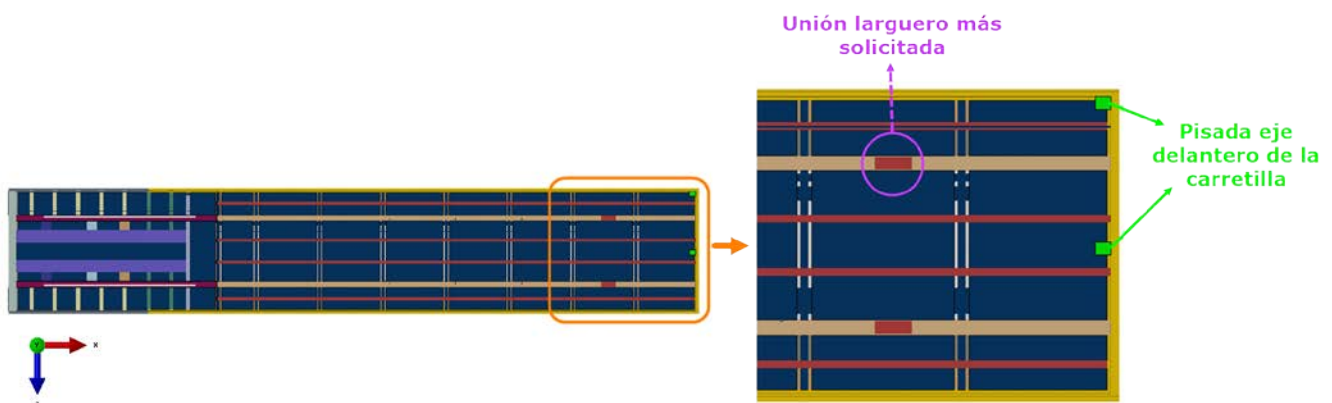


Figura 1.29 – Posición de la pisada de la carretilla

Según la información facilitada por el fabricante (*Anexo B*), la carretilla tiene un peso en vacío de 3819 kg y puede transportar un peso máximo de 2500 kg. En estas condiciones de máxima carga su eje delantero soporta un peso de 5734 kg, la cual es la carga que vamos a aplicar sobre el suelo.

Para aplicar la carga de la carretilla sobre el suelo de semirremolque se han creado dos sólidos cuyas dimensiones y distancia entre ellos son equivalentes a las pisadas de los neumáticos del eje delantero de la carretilla. Estos sólidos tienen la densidad equivalente necesaria para tener un peso entre ambos de 5734 kg. La geometría de los sólidos se ha creado de forma simplificada aprovechando la malla ya existente del suelo del semirremolque, ver figura 1.30.

TRABAJO FIN DE GRADO

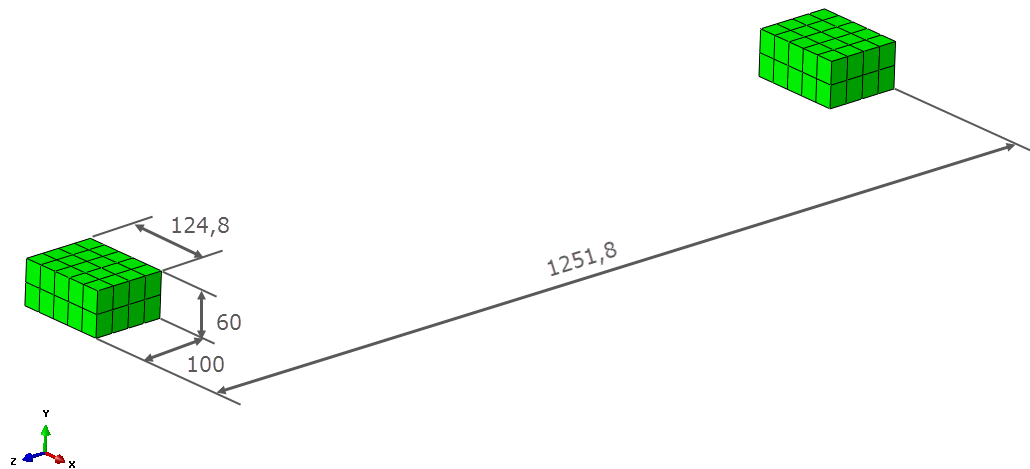


Figura 1.30 – Mallado de la geometría de la pisada de los neumáticos

Debido a que la carga máxima del semirremolque es de 27 toneladas y la carretilla está llevando una carga de 2,5 toneladas, se ha distribuido una carga de 24,5 toneladas ($27 - 2,5 = 24,5$) a lo largo de todos los nodos que forma el suelo menos los que se encuentran en un área de $2,4 \text{ m}^2$ en la parte posterior del suelo, ya que en esa zona se encontraría la carga recogida por la carretilla.

Puesto que la maniobra de descarga del vehículo se realiza habitualmente en reposo sobre la quinta rueda, se han impedido los desplazamientos en X, Y y Z tanto en la zona donde irían las patas como el extremo de los muelles, recreando el contacto entre neumáticos y suelo. En la figura 1.31 podemos ver como se ha aplicado la carga y las condiciones de contorno.

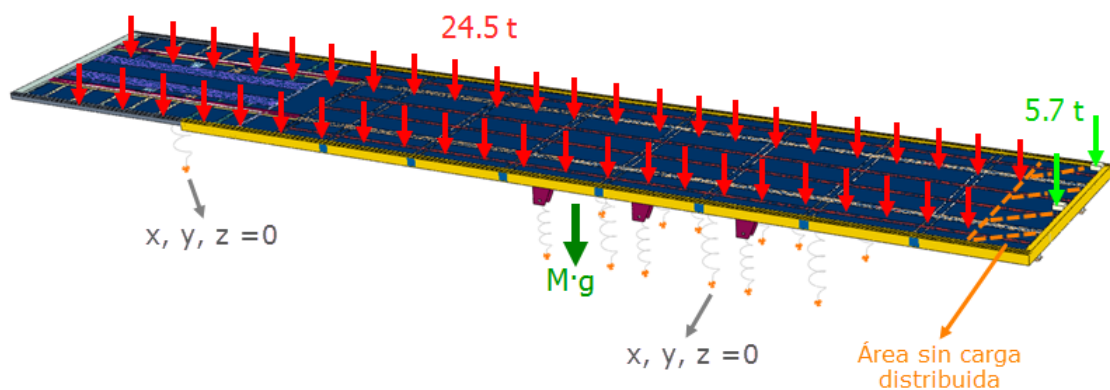


Figura 1.31 – Cargas y condiciones de contorno por la pisada de la carretilla

2. Técnica del submodelo

Como se ha comentado anteriormente, para el análisis de las uniones atornilladas en este trabajo fin de grado se ha empleado la técnica de los submodelos, la cual se va a describir a continuación [2].

Esta técnica permite estudiar el comportamiento estructural de una zona en concreto de un modelo previo (modelo global) mediante un modelo en gran detalle de las zonas elegidas (submodelo). Para ello se interpolan los resultados obtenidos en los casos de carga previos del modelo global, el cual tiene una malla más gruesa y menos detallada, como condiciones de contorno al submodelo. En la *figura 2.1* se puede ver una comparativa entre un submodelo y la zona que representa este en el modelo global.

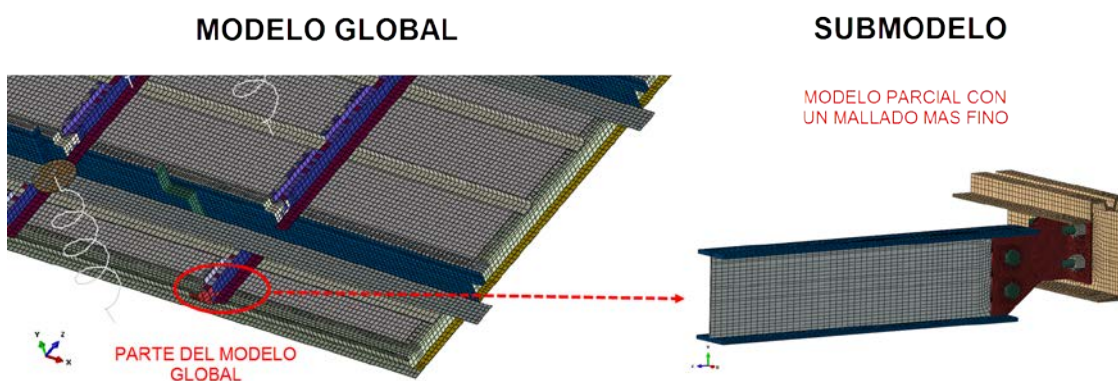


Figura 2.1 – Comparativa modelo global – submodelo.

Este análisis permite definir la región del submodelo la cual va a ser conducida mediante los resultados del modelo global, esta conducción puede ser completa o parcial. Además, ABAQUS permite añadir otras condiciones de contorno aparte de las definidas por la interpolación de los resultados del modelo global. Como pueden ser fuerzas (aprietes de las uniones atornilladas), gravedad o rozamiento entre componentes (contactos entre elementos).

El uso de un submodelo es más útil cuando es necesario obtener una solución precisa y detallada en una región local de un modelo, y el realizar el modelado en detalle de esa región local tendría un efecto insignificante para solución global. Además, el haber incorporado en detalle todas las uniones con sus correspondientes fuerzas de apriete en el proyecto del modelo

TRABAJO FIN DE GRADO

global habría sido a muy costoso y no asumible en términos de tiempo de modelización y de cálculo.

Esta técnica requiere que la posición del submodelo y la parte parcial del modelo global que representa, coincidan en su posición espacial respecto a un mismo origen de coordenadas para ambos modelos.

En nuestro vehículo, nos encontramos tres tipos uniones diferentes con sus correspondientes geometrías, las cuales se repiten a lo largo de todo el vehículo. Con lo cual, para analizar cada una de las uniones mediante un submodelo solo hay que hacer coincidir la posición espacial de la unión a analizar en el modelo global con la posición espacial del submodelo que representa esa unión.

Las principales ventajas de esta técnica es que creando un único submodelo para cada tipo de unión atornillada, podemos estudiar el comportamiento de la unión que representa en todas las posiciones espaciales en las que se encuentra en el modelo global. Por ejemplo, en la figura 2.2 podemos ver todas las posiciones en el modelo global en las que se podría usar el submodelo de la figura.

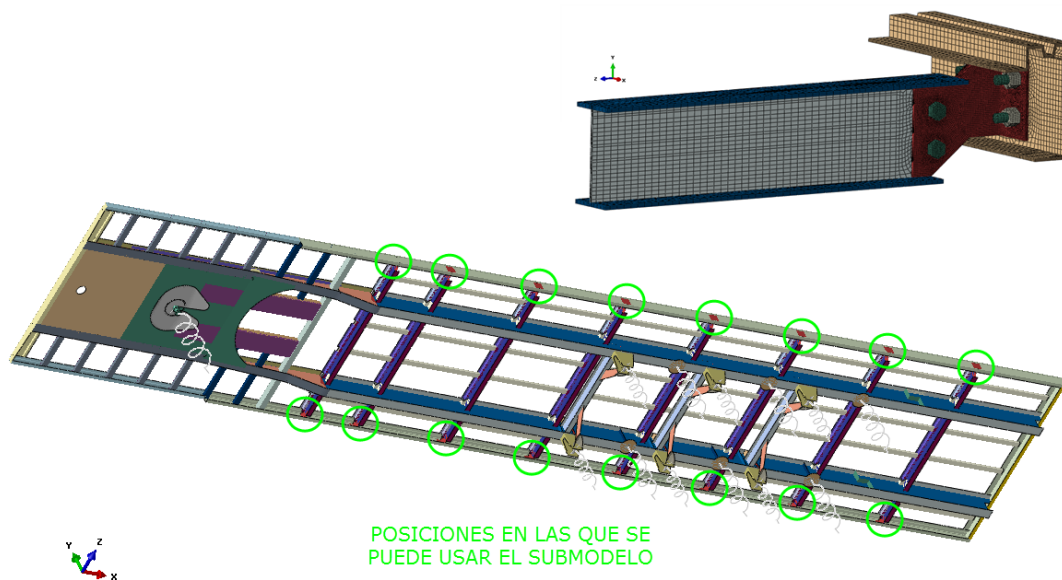


Figura 2.2 – Posiciones de uso en el modelo global de un mismo submodelo



TRABAJO FIN DE GRADO

El software empleado para el cálculo de los submodelos es ABAQUS, el cual dispone de dos tipos diferentes de técnicas de submodelos:

- **Técnica basada en superficies:** En este caso se interpolan los valores de tensión obtenidos en el modelo global como condiciones de contorno en los puntos de integración de los elementos del submodelo.
- **Técnica basada en nodos:** En esta técnica, los valores de condiciones de contorno del submodelo se obtienen mediante la interpolación de los valores de desplazamiento de los nodos del modelo global a los nodos del submodelo. Los nodos del submodelo a los cuales se les interpola valores del modelo global se denomina nodos conducidos. Esta técnica también permite interpolar giros, temperatura y presión a los nodos conducidos.

En este trabajo se ha escogido la técnica basada en nodos. Esta decisión se ha tomado en función de las características que deseamos que tengan nuestros submodelos y las recomendaciones que propone el manual de ABAQUS a la hora de elegir una técnica.

Las principales razones para esta elección son:

- La técnica basada en nodos permite obtener un mayor nivel de precisión en los resultados.
- El manual recomienda el uso de la técnica basada en nodos cuando se producen grandes desplazamientos en el modelo global. En nuestro caso nos encontramos grandes desplazamientos producidos por el sistema de suspensión.
- La técnica basada en nodos permite la interpolación de un modelo global de Shell a un submodelo de sólidos, el cual es el tipo de análisis que se ha realizado.
- Abaqus recomienda el uso de la técnica basada en nodos siempre que sea posible.



2.1 Técnica basada en nodos

En este apartado se va a explicar en que consiste la técnica de submodelo basada en nodos [2]. Esta técnica es la que se ha usado más adelante en el *apartado 7* para definir las condiciones de contorno en los submodelos.

La técnica basada en nodos permite utilizar diferentes configuraciones de mallado para el modelo global y el submodelo, *ver tabla 2-1*. Puesto que todos los submodelos utilizados en este trabajo se han realizado mediante elementos sólidos 3D, como se encuentra descrito en los *apartados 3 y 4*, y el modelo global se encuentra realizado en elementos Shell, la configuración escogida es de elementos Shell a elementos sólidos.

MODELO GLOBAL	SUBMODELO
Elementos sólidos	Elementos sólidos
Elementos shell	Elementos shell
Elementos shell	Elementos sólidos

Tabla 2-1 – Tipos de configuraciones en la técnica basada en nodos

En la configuración Shell-Sólido, las variables que se aplican como condiciones de contorno a los nodos conducidos son desplazamientos, los cuales vienen definidos por los valores de giro y de desplazamiento del modelo global. Como se ha comentado anteriormente, la conducción del submodelo puede ser parcial. Es decir, se pueden definir los nodos del submodelo que quieres que sean conducidos por los resultados del modelo global. Además, se puede definir la parte del modelo global de donde quieres interpolar los resultados a un grupo específico de nodos conducidos del submodelo.

Para interpolar los valores del modelo global al submodelo, Abaqus primero proyecta los nodos definidos como conducidos sobre el elemento Shell más cercano, esto determina el “nodo conducido imagen” sobre el modelo global y posteriormente calcula la distancia entre ambos nodos “D”. Después, calcula el valor que tendría el “nodo conducido imagen” mediante la interpolación de los valores de los nodos más cercanos a este en el modelo global. A continuación aplica este valor al “nodo conducido” siempre y cuando la distancia “D” sea inferior a la suma de la mitad del espesor de la pieza Shell (aplicado matemáticamente) de donde se interpolan los valores más la tolerancia que defina el usuario, *ver imagen 2.3*.

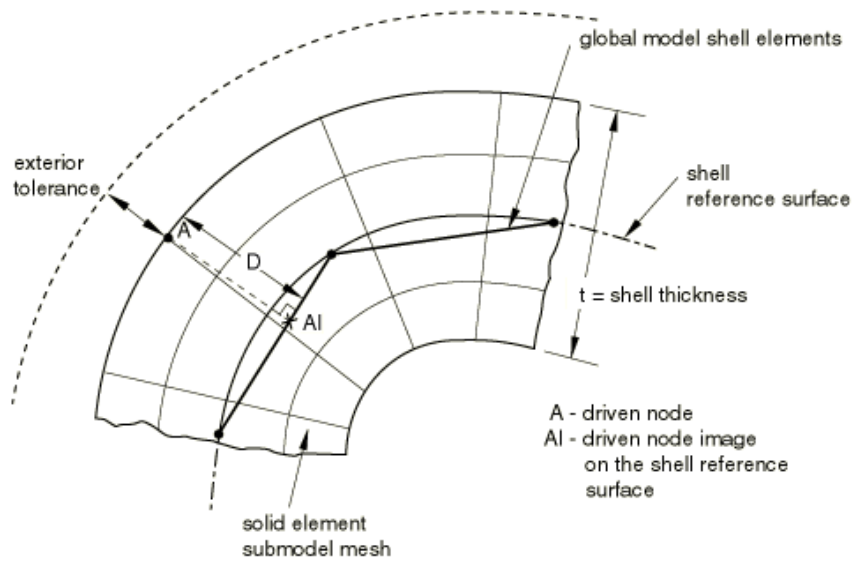


Figura 2.3 – Interpolación de valores a los nodos conducidos [2]

El valor de la tolerancia definida por el usuario tiene una gran importancia, debido a que aunque coincida la disposición espacial de ambos modelos es complicado que el modelo Shell se encuentre justo en la sección media del sólido como se puede ver en la figura 2.4.

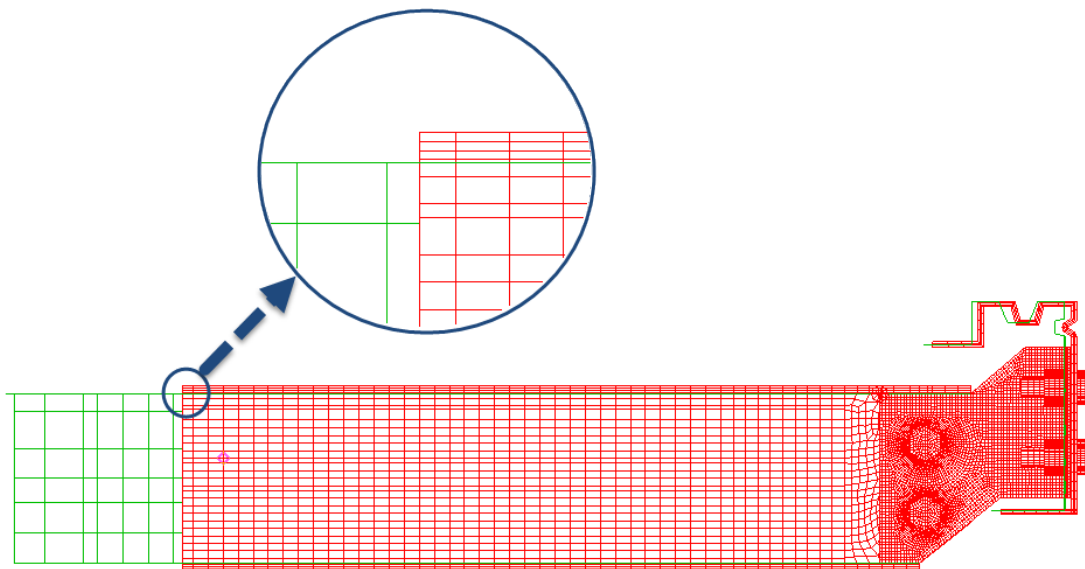


Figura 2.4 – Superposición del submodelo con el modelo global

TRABAJO FIN DE GRADO

Los pasos y procesos para usar la técnica basada en nodos son:

- Obtener los resultados (desplazamientos y giros) del modelo global shell para el caso de carga a analizar.

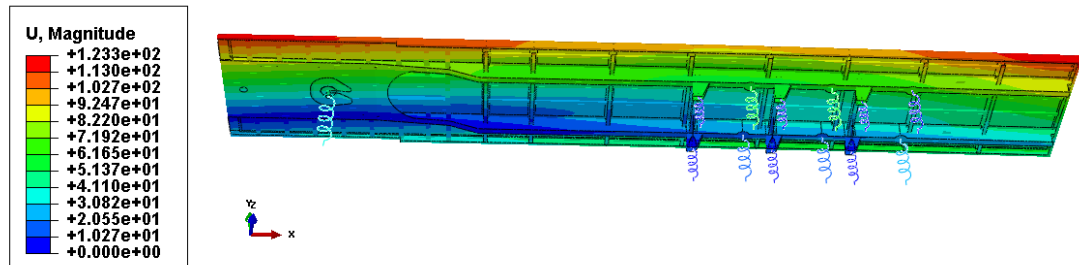


Figura 2.5 – Desplazamientos en el modelo global

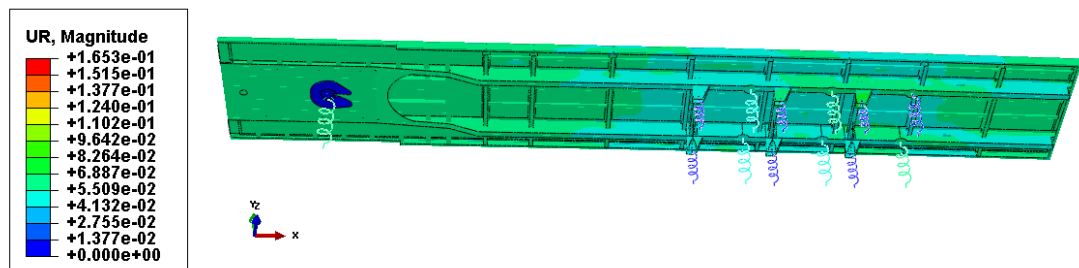


Figura 2.6 – Giros en el modelo global

- Crear un submodelo solido en detalle de la parte del modelo global a analizar por medio de submodelos, y utilizar una malla más fina que la empleada en el modelo global.

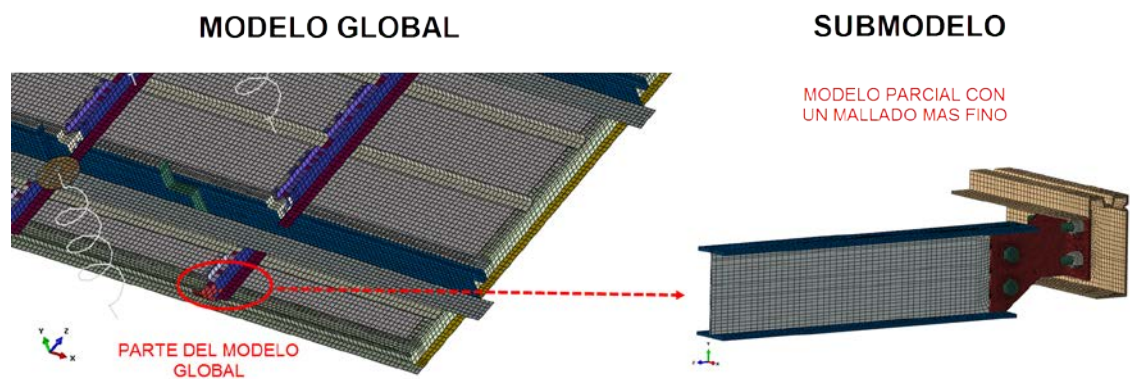


Figura 2.7 – Submodelo solido en detalle

TRABAJO FIN DE GRADO

- Colocar el submodelo en la misma posición espacial que la parte del modelo global que se va a analizar. Para ello es recomendable que el origen de coordenadas de ambos modelos coincidan. Esto se puede ver en la *figura 2.8*, donde al superponer ambos modelos observamos que la posición espacial del submodelo coincide con la posición de la parte del modelo global a analizar.

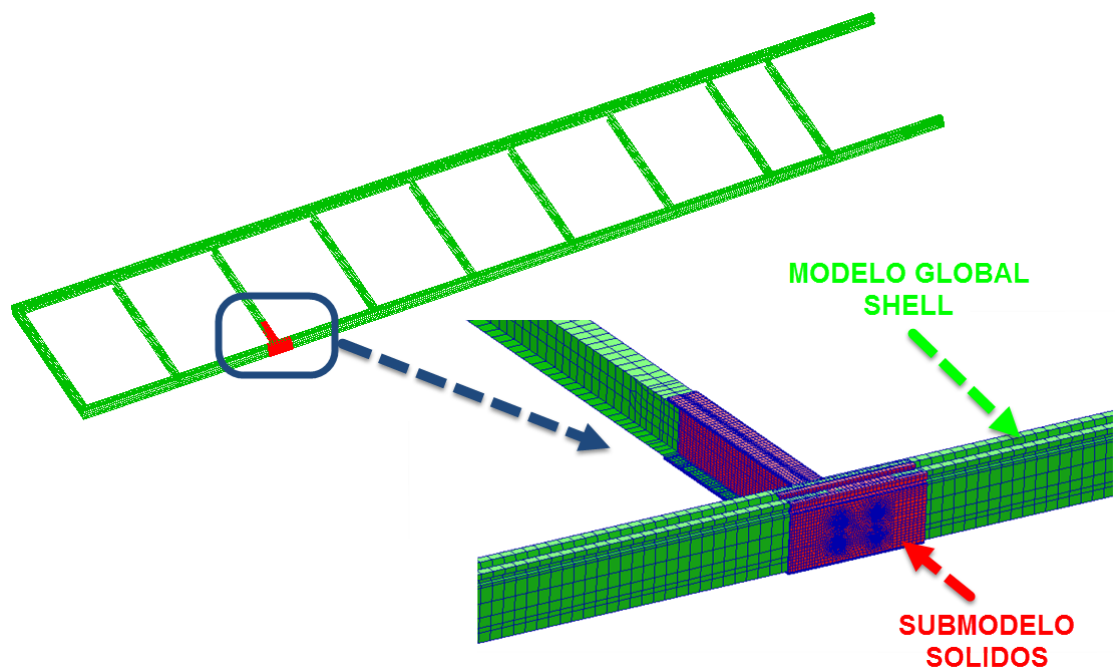


Figura 2.8 – Superposición del modelo global y el submodelo

TRABAJO FIN DE GRADO

- Definir los nodos conducidos en el submodelo. Es recomendable, que los nodos conducidos estén agrupados en función del elemento de la estructura a analizar al que pertenecen (chasis), ya que así se puede definir que únicamente se obtengan los valores interpolados de ese mismo elemento de estructura a analizar (chasis) en modelo global. Esto permite tener una mayor precisión en la interpolación de los desplazamientos, y evitar que en el proceso de interpolación se cojan valores de otros elementos estructurales diferentes al que pertenecen los nodos conducidos. En la *figura 2.9*, se puede ver que los nodos conducidos del alma del travesaño en submodelo solo podrán interpolar sus valores de los desplazamientos y giros del alma del travesaño del modelo global.

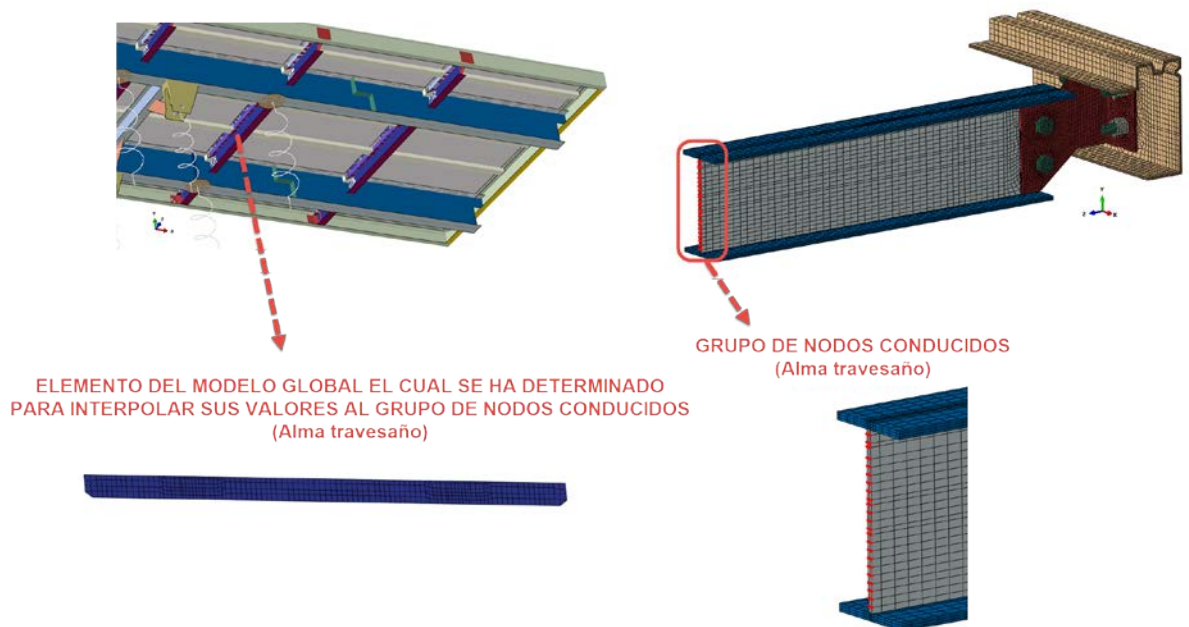


Figura 2.9 – Definición del elemento del cual pueden interpolar valores un grupo de nodos conducidos

Los nodos conducidos a los cuales se les van a aplicar los desplazamientos, se tienen que seleccionar de tal forma que transmitan el comportamiento del modelo global al submodelo. Para ello se recomienda seleccionar los nodos en las regiones de corte donde existiría continuidad de material, es decir los nodos de las zonas donde se producen los cortes en la geometría, como se ver en la *figura 2.10*.

TRABAJO FIN DE GRADO

Discontinuidad
en banda lateral

Discontinuidad
en travesaño

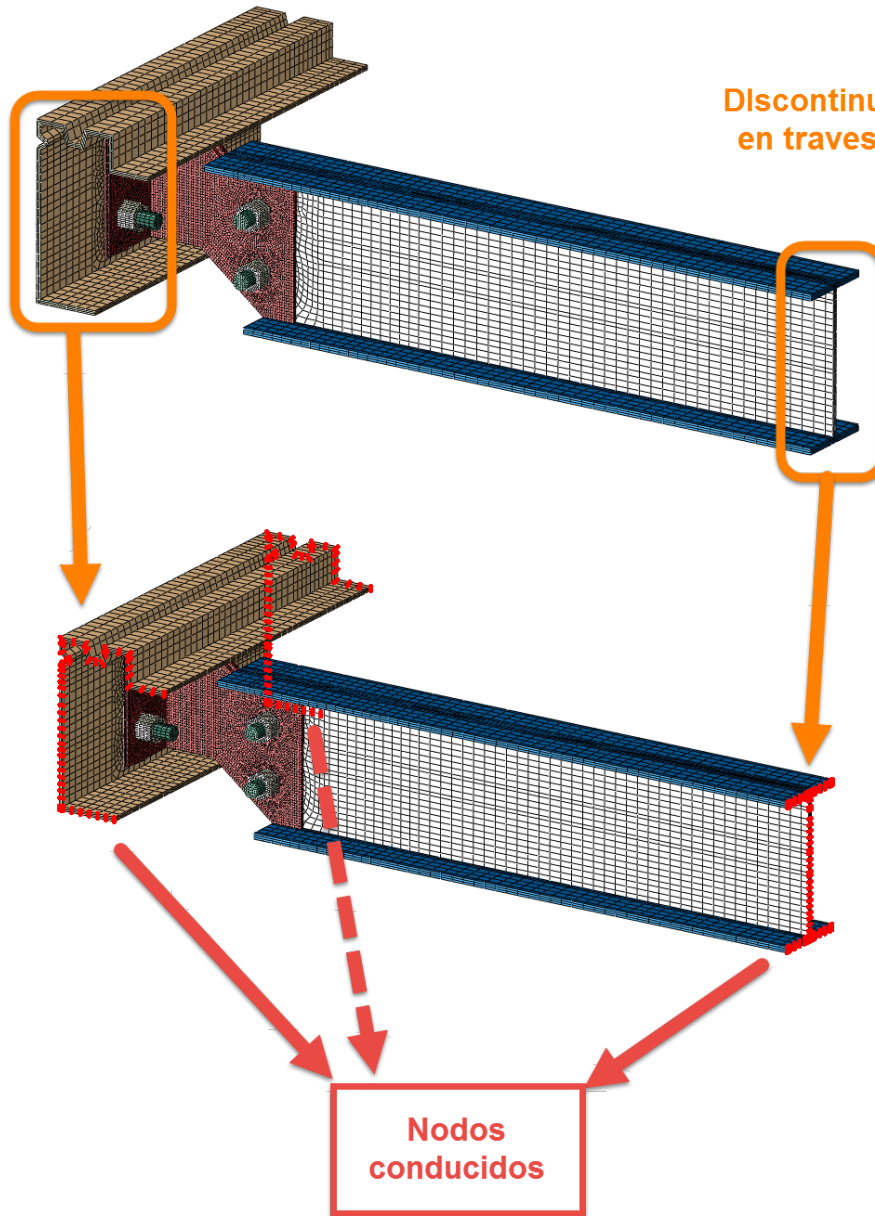


Figura 2.10 – Nodos conducidos en las discontinuidades de material

Además, también se deben seleccionar como nodos conducidos los nodos pertenecientes a regiones donde haya desplazamientos importantes en el modelo global, debido a las cargas y condiciones de contorno en este.

TRABAJO FIN DE GRADO

- El siguiente paso consiste en usar la tolerancia mínima necesaria para que le software pueda realizar la interpolación de los valores del modelo global a los nodos conducidos del submodelos.

Aplicación de los resultados del global como condiciones de contorno a los nodos conducidos

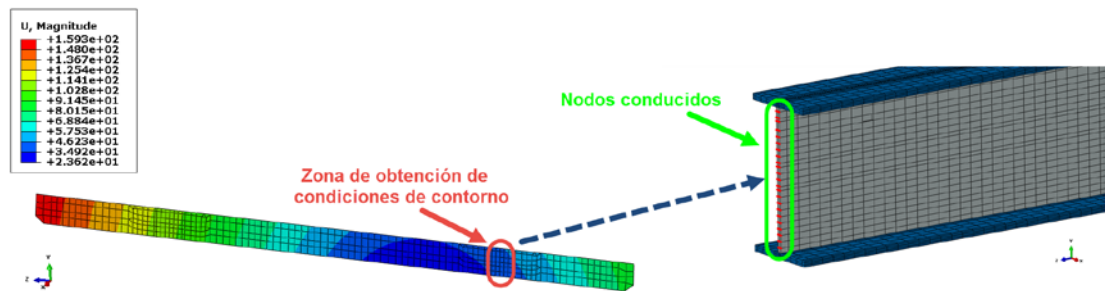


Figura 2.11 – Definición de tolerancias



3. Geometría submodelos

Los submodelos son modelos parciales en detalle de una zona determinada de un modelo global simplificado. Por lo tanto, la geometría de los submodelos tiene que ser lo más próxima posible a como sería el vehículo en la realidad.

Debido a esto, se han seguido una serie de criterios a la hora de definir las geometrías de cada una de las uniones [2] [3]:

- La geometría de todos los elementos que forman la unión se ha realizado mediante sólidos, de esta forma se recrea a la perfección las características geométricas y dimensiones de las piezas. Además, tiene una serie de ventajas a la hora de realizar el mallado, *ver apartado 4*.
- En la geometría de cada submodelo, únicamente aparecen los tramos de las partes del vehículo que se encuentran sujetas mediante la unión atornillada, y los propios elementos de la unión. Los elementos de unión son las piezas de unión, tornillos y tuercas.
- Las dimensiones y geometría de las piezas de unión, tornillos y tuercas están definidas por el diseño realizado en el departamento de Ingeniería Mecánica.
- En los submodelos, las dimensiones de los elementos del chasis unidos mediante uniones atornilladas se han definido de tal forma que al aplicar las condiciones de contorno del modelo global en el submodelo, este no se vea influenciado por otras piezas no pertenecientes a la unión.
- La geometría de los submodelos, se ha definido de tal forma que permiten la utilización de estos en cualquier posición del semirremolque donde se encuentre la unión que recrea el submodelo.
- Para simplificar la geometría y sobre todo el proceso de mallado, todas las uniones atornilladas están formadas únicamente por tornillos y tuercas. El crear arandelas complicaría en exceso el uso de contactos en el cálculo y no tendría prácticamente influencia en el comportamiento de la pieza de unión.

TRABAJO FIN DE GRADO

- En los tornillos y tuercas, no se ha modelado la zona roscada para simplificar el modelado, el proceso de mallado y los contactos entre superficies. Las zonas roscadas se han simplificado dando una forma cilíndrica equivalente a su métrica, ver figuras 3.1 y 3.2.

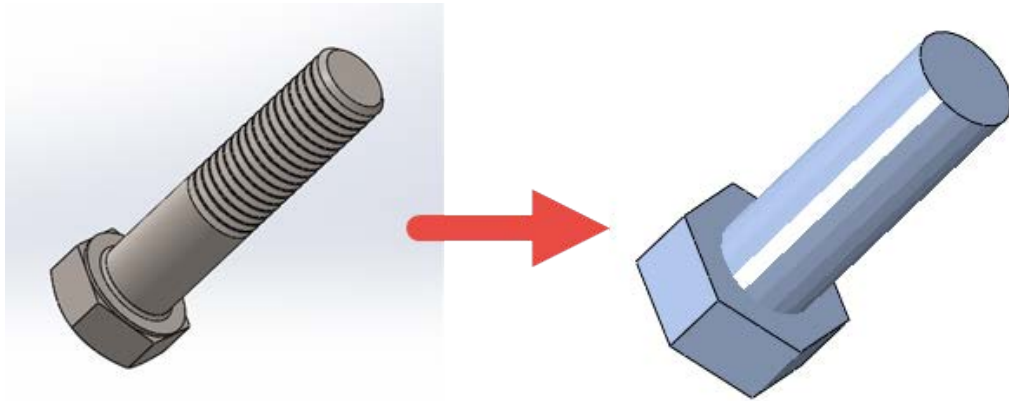


Figura 3.1 – Simplificación de la rosca en el modelado de los tornillos

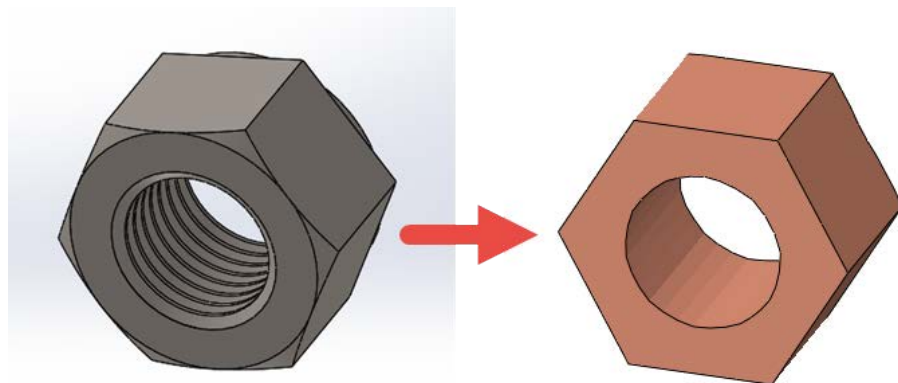


Figura 3.2 - Simplificación de la rosca en el modelado de las tuercas

TRABAJO FIN DE GRADO

En los siguientes apartados se puede ver tanto la geometría, dimensiones y componentes en cada uno de los submodelos. Además, se puede ver una de las posibles posiciones de la geometría simplificada de la unión correspondiente a ese submodelo en el modelo global:

- **Submodelo unión travesaño-banda lateral** (Cotas en mm): Este submodelo, está formado por un tramo del travesaño, un tramo de la banda lateral, el elemento de unión travesaño-banda lateral, 6 tornillos de métrica 14 calidad 10.9 y sus respectivas tuercas.

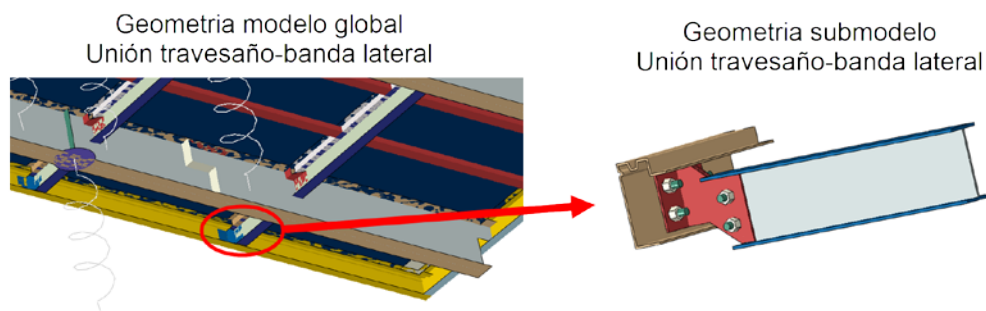


Figura 3.3 – Posición de la unión travesaño – banda lateral en el modelo global

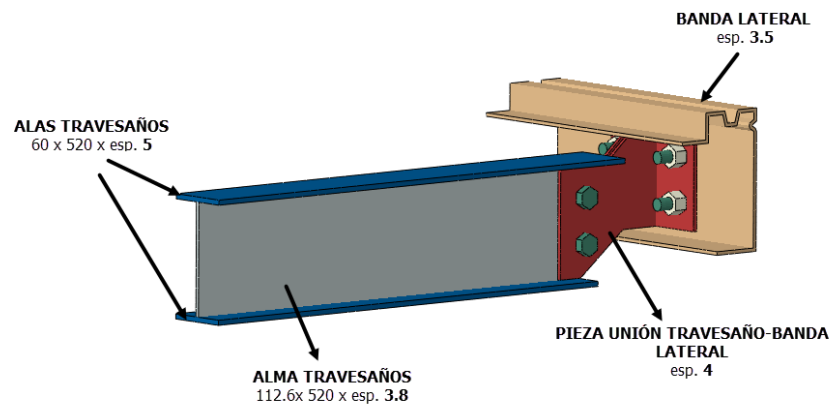


Figura 3.4 – Componentes del submodelo unión travesaño – banda lateral

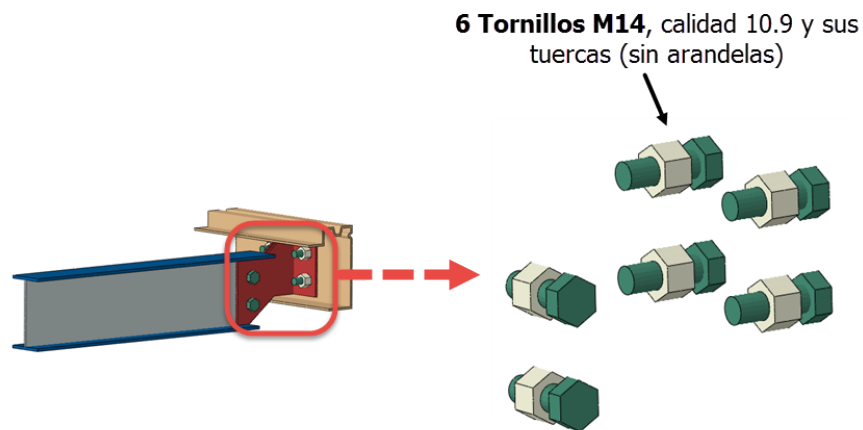


Figura 3.5 – Tornillería de la unión travesaño – banda lateral

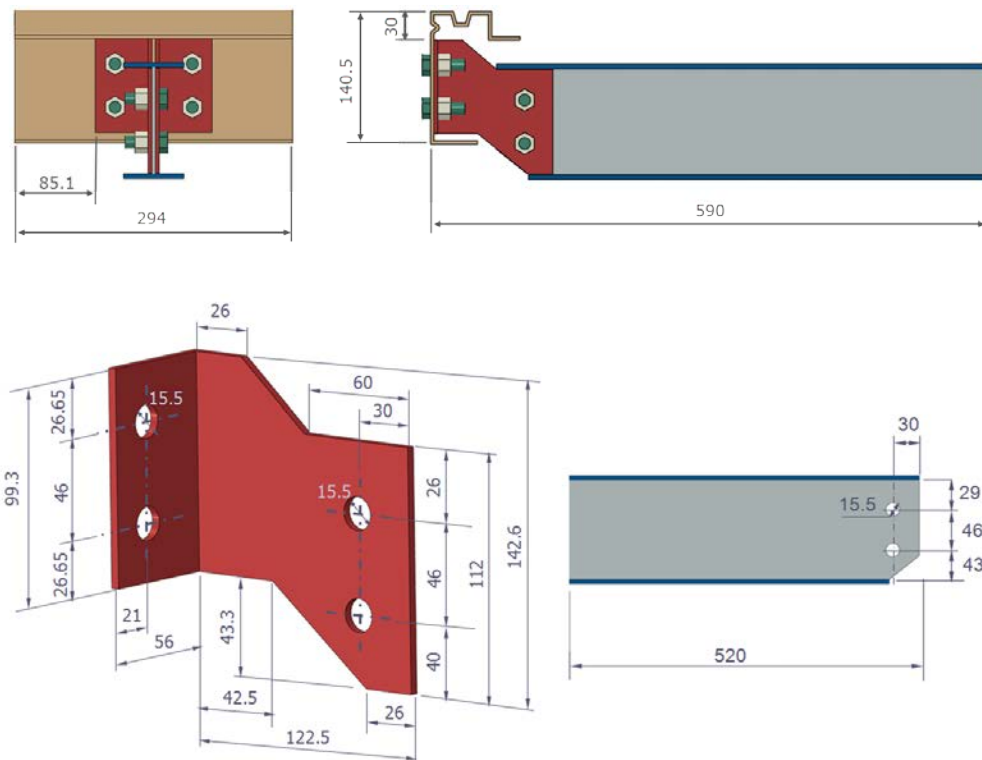


Figura 3.6 – Dimensiones de los elementos del submodelo travesaño – banda lateral

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Submodelo unión travesaño - larguero** (Cotas en mm): El submodelo está formado por todo un travesaño, un tramo de cada larguero a los cuales va unido, el elemento de unión travesaño-larguero, 4 tornillos de métrica 14 calidad 10.9 y sus respectivas tuercas.

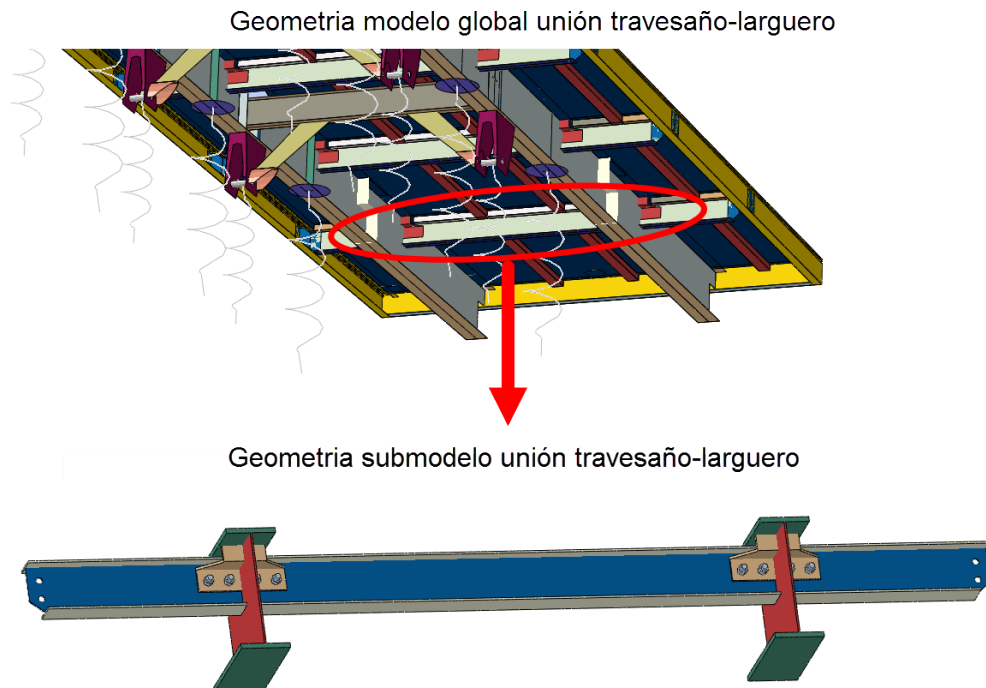


Figura 3.7 - Posición de la unión travesaño – larguero en el modelo global

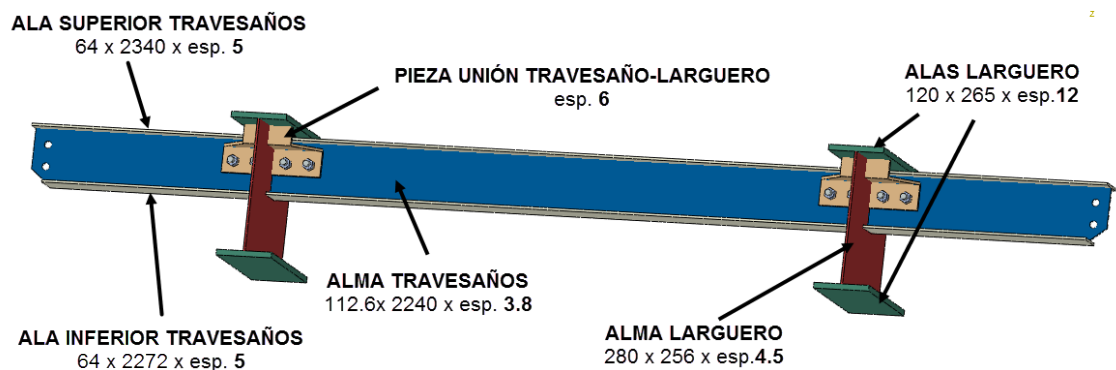


Figura 3.8 - Componentes del submodelo unión travesaño – larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

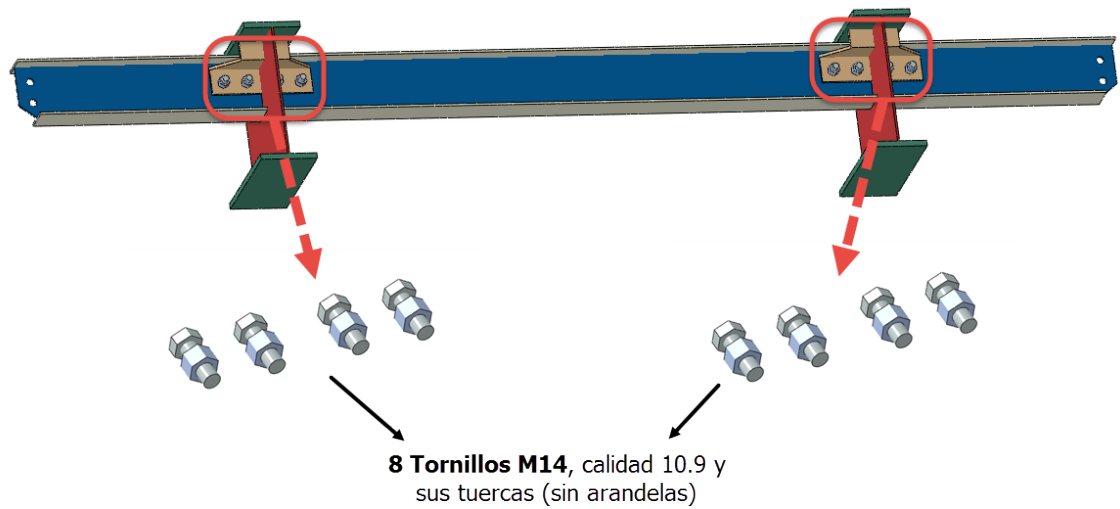


Figura 3.9 – Tornillería de la unión travesaño – larguero

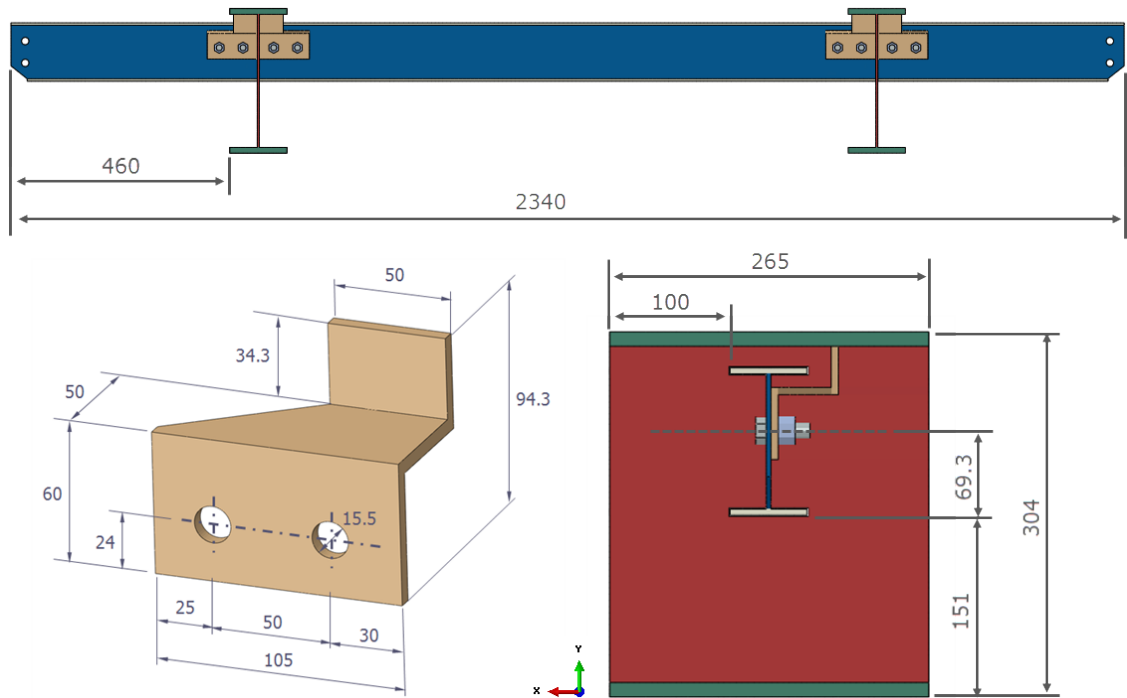
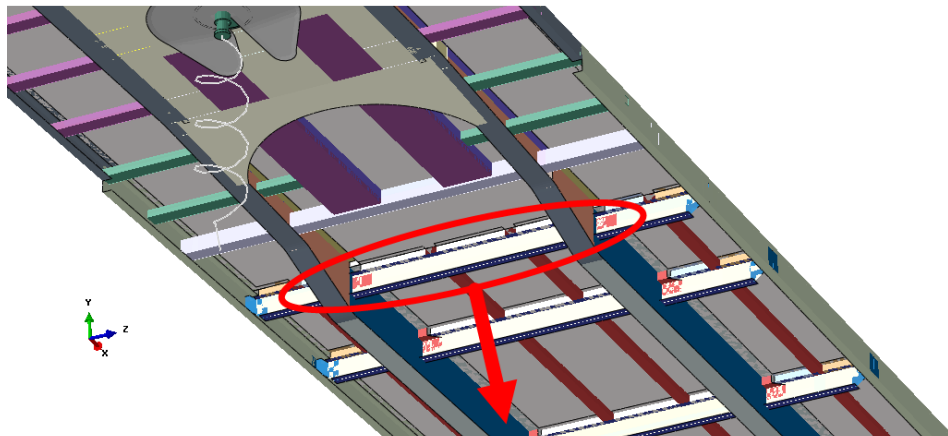


Figura 3.10 – Dimensiones de los elementos del submodelo travesaño – larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Submodelo unión travesaño - larguero (Travesaño 1)** (Cotas en mm): Debido a que todas las uniones travesaño-larguero en el diseño del semirremolque son simétricas menos en la posición 1, se ha realizado un submodelo específico para esta posición. Este submodelo, tiene las mismas características que el submodelo unión travesaño-larguero salvo que la geometría del tramo de los largueros es diferente y que la pieza de unión se encuentra orientada en la dirección contraria.

Geometría modelo global unión travesaño-larguero (Travesaño 1)



Geometría submodelo unión travesaño-larguero (Travesaño 1)



Figura 3.11 - Posición de la unión travesaño – larguero (Travesaño 1) en el modelo global

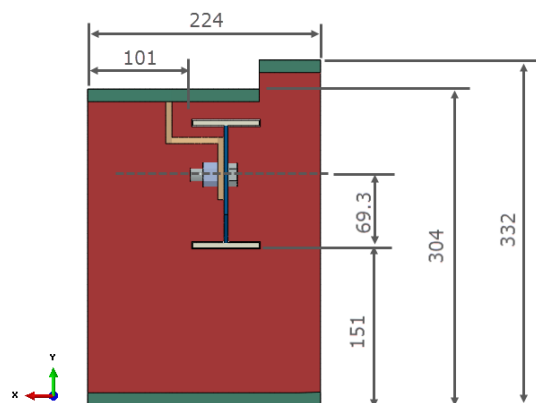


Figura 3.12 – Dimensiones de los elementos del submodelo travesaño – larguero (travesaño 1)

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Submodelo unión larguero** (Cotas en mm): Este submodelo, está formado por un tramo de cada una de las partes en las que se divide larguero, los elementos de unión, 10 tornillos de métrica 14 calidad 12.9, 4 tornillos avellanados de métrica 14 calidad 12.9 y las respectivas tuercas para todos los tornillos.

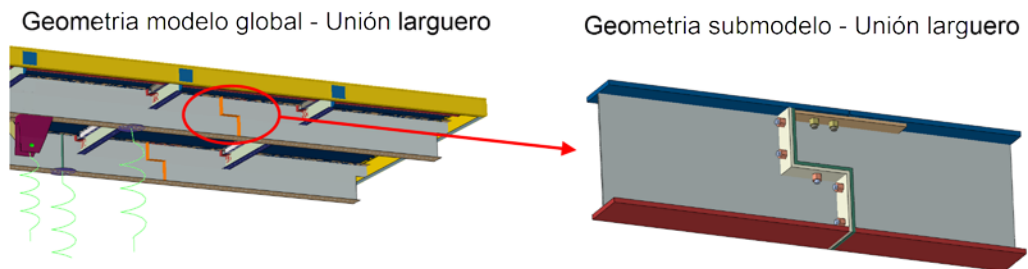


Figura 3.13 - Posición de la unión larguero en el modelo global

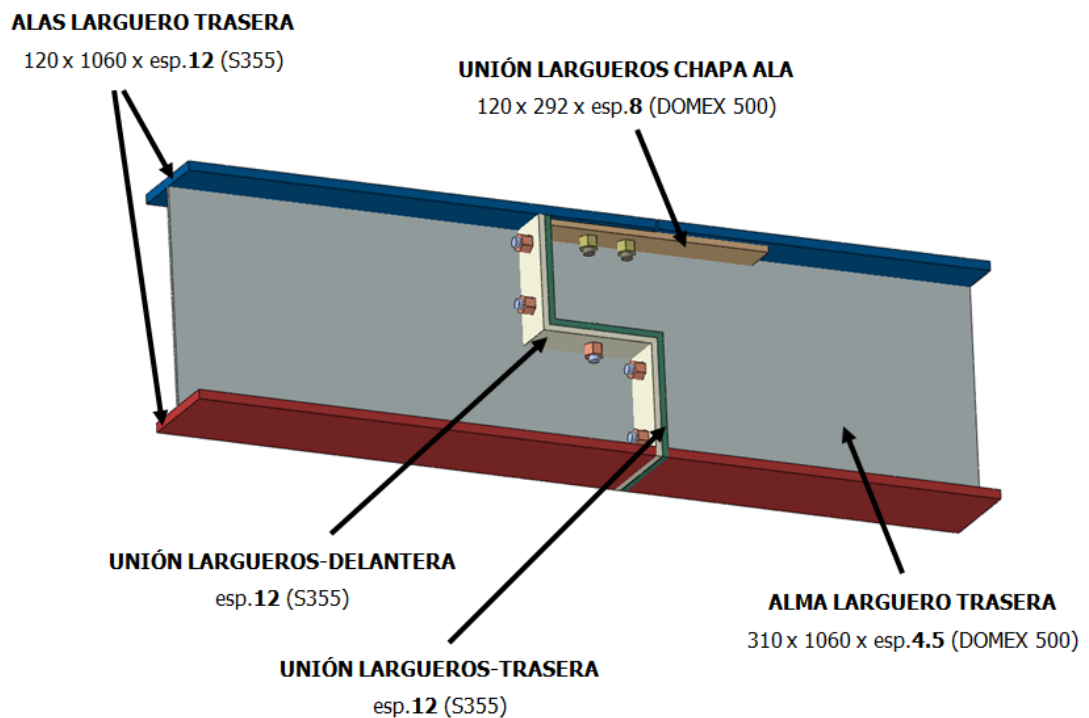


Figura 3.14 - Componentes del submodelo unión larguero

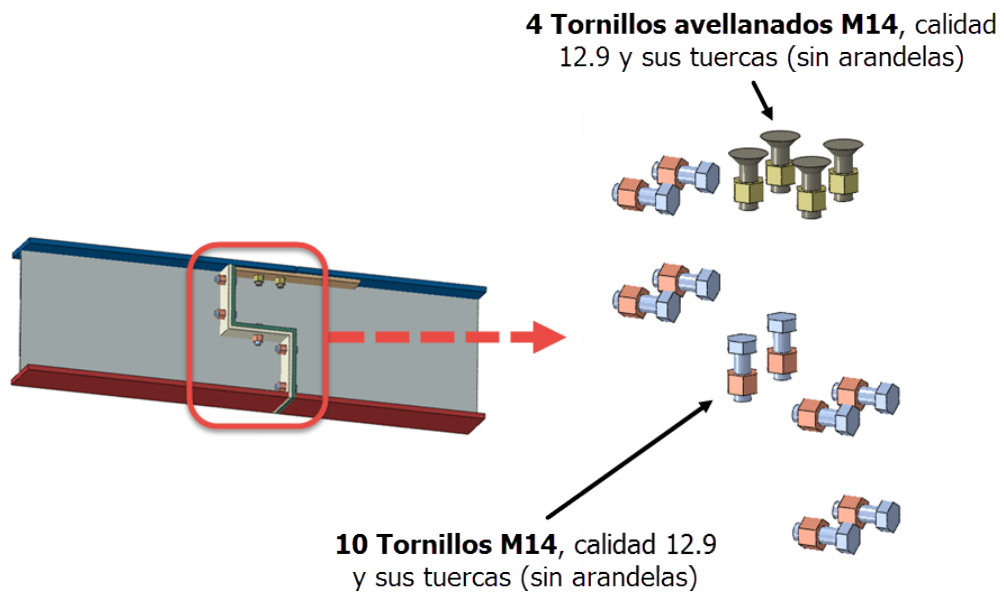


Figura 3.15 – Tornillería de la unión larguero

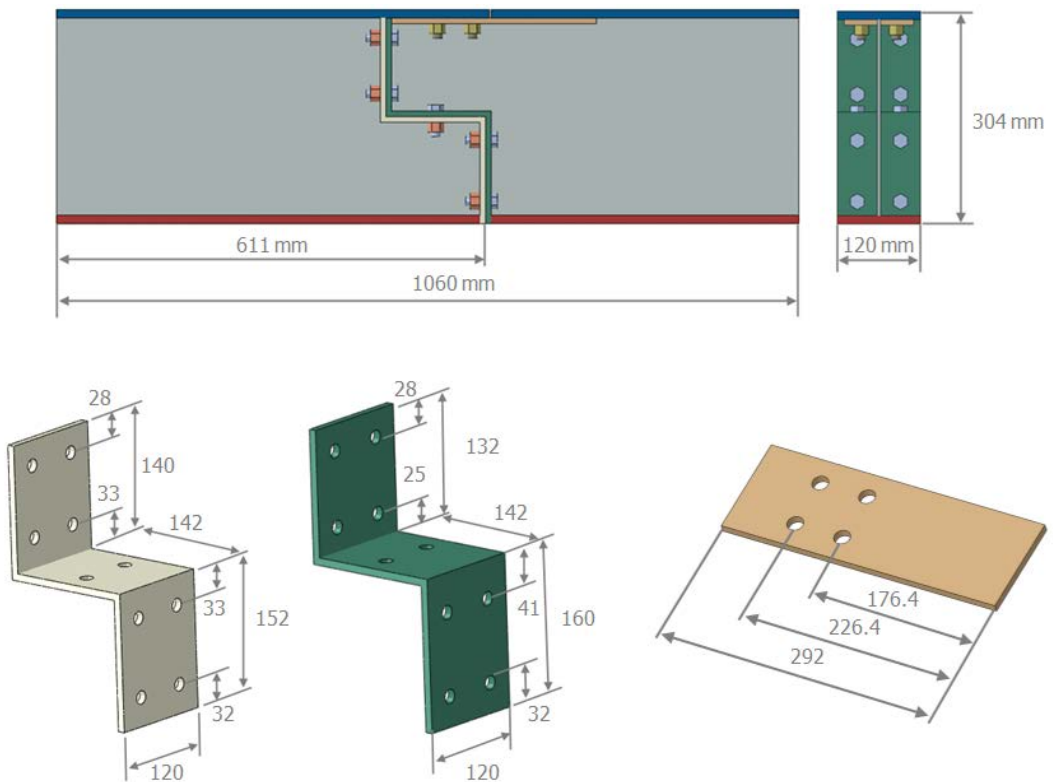


Figura 3.16 – Dimensiones de los elementos del submodelo larguero



4. Discretización de la geometría

Puesto que el objetivo del cálculo mediante submodelos es analizar en detalle el comportamiento de la unión, toda la geometría esta discretizada mediante elementos sólidos ya que tienen nivel mayor de precisión respecto a los elementos Shell. Además, los elementos Shell no son adecuados para la correcta iteración entre el tornillo y los elementos de la unión por su menor precisión [2] [7].

Casi toda la geometría se ha discretizado mediante elementos C3D8R, salvo pequeñas zonas de la geometría donde ha sido obligatorio el uso de elementos C3D6 debido a la configuración geométrica de las piezas [2].

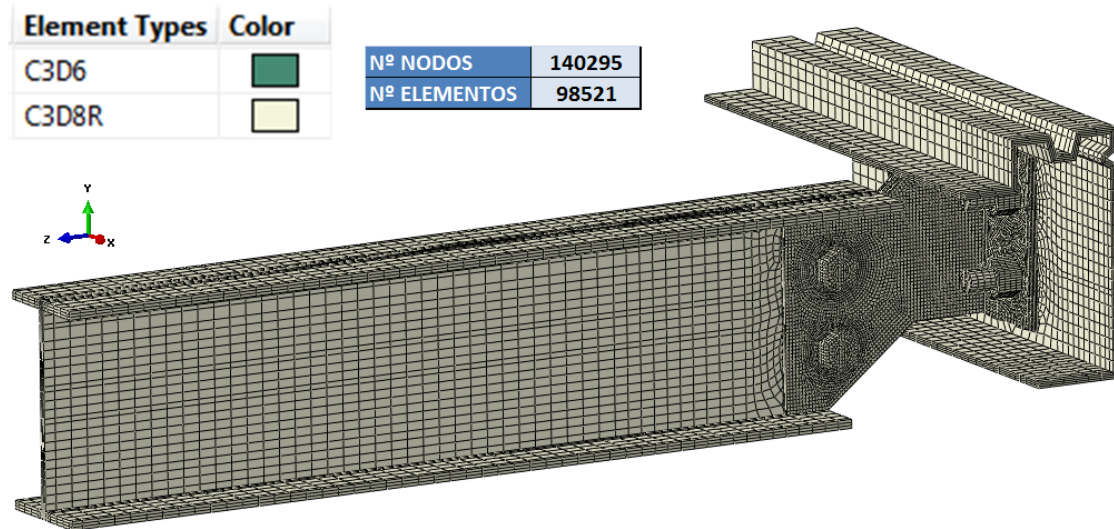
Algunas características de estos elementos son:

- **C3D8R:** Es un tipo de elemento sólido de Abaqus formado por 8 nodos y 6 caras, donde los nodos coinciden con los puntos de integración.
- **C3D6:** También es un tipo de elemento sólido, formado por 6 nodos y 6 caras. Al igual que los elementos C3D8R, los nodos coinciden con los puntos de integración.

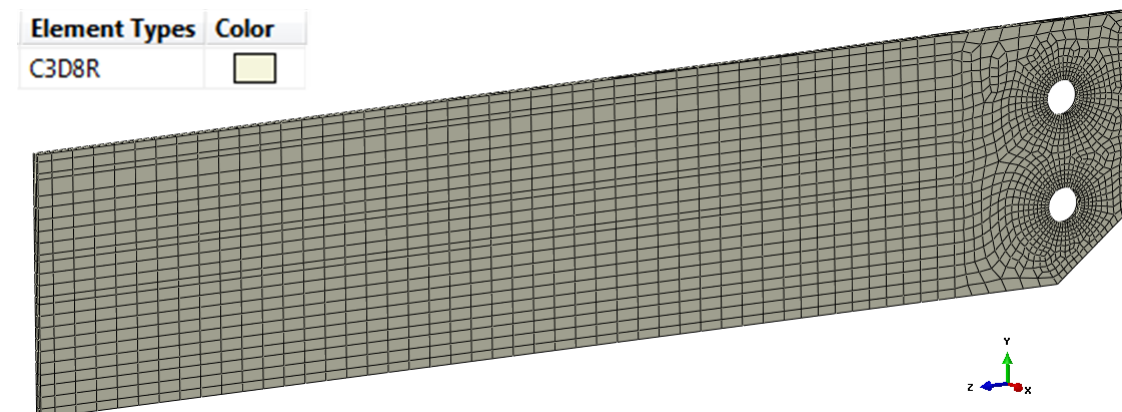
A continuación, hay una serie de tablas donde aparece la discretización de cada uno de los elementos que componen la geometría de los submodelos:



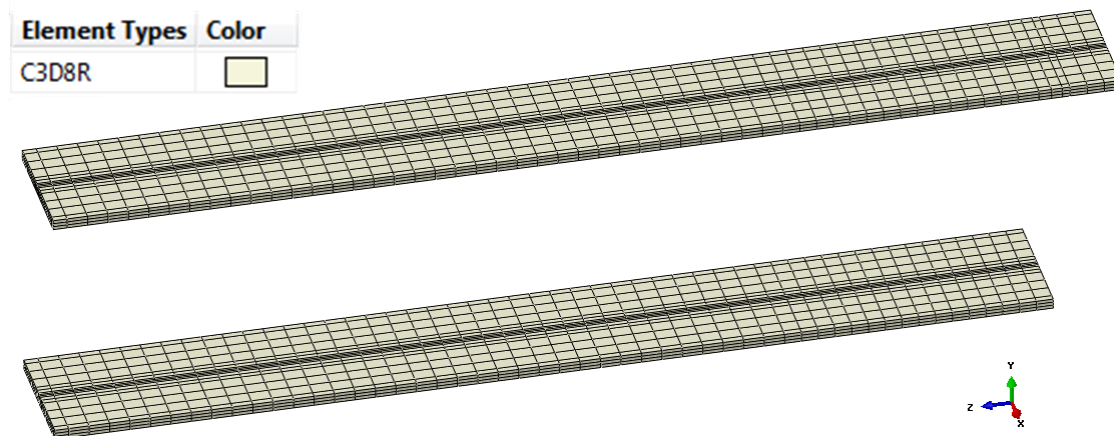
SUBMODELO UNIÓN TRAVESAÑO - BANDA LATERAL



ALMA TRAVESAÑO




ALAS TRAVESAÑO

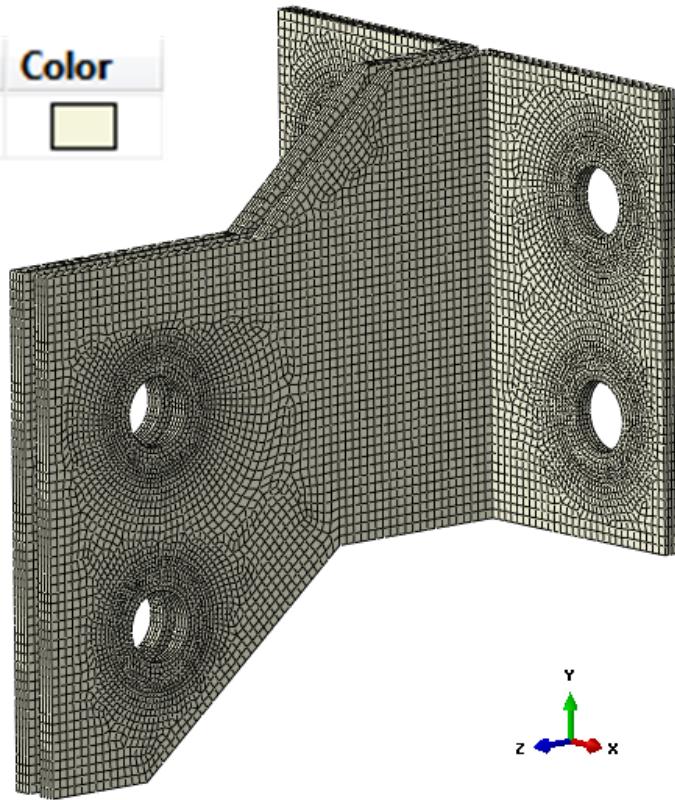






TRABAJO FIN DE GRADO

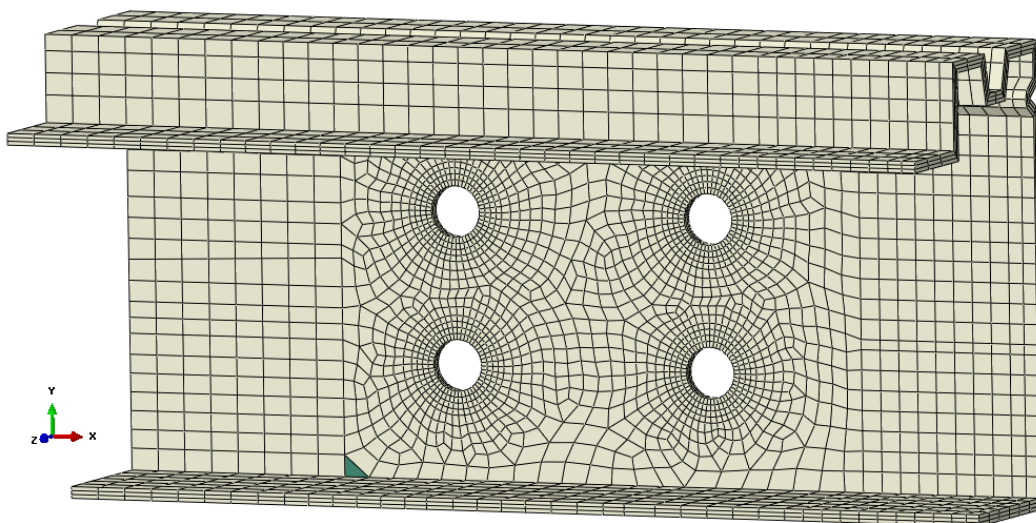
PIEZA UNIÓN TRAVESAÑO - BANDA LATERAL

Element Types	Color
C3D8R	



BANDA LATERAL


Element Types	Color
C3D6	
C3D8R	

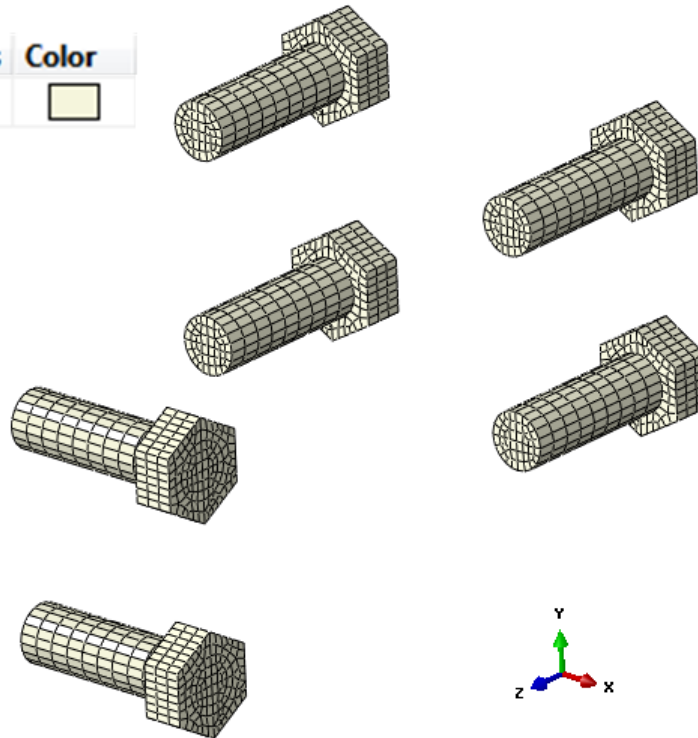






TRABAJO FIN DE GRADO

TORNILLOS M14 CALIDAD 10.9

Element Types	Color
C3D8R	



TUERCAS M14 CALIDAD 10.9

Element Types	Color
C3D6	
C3D8R	

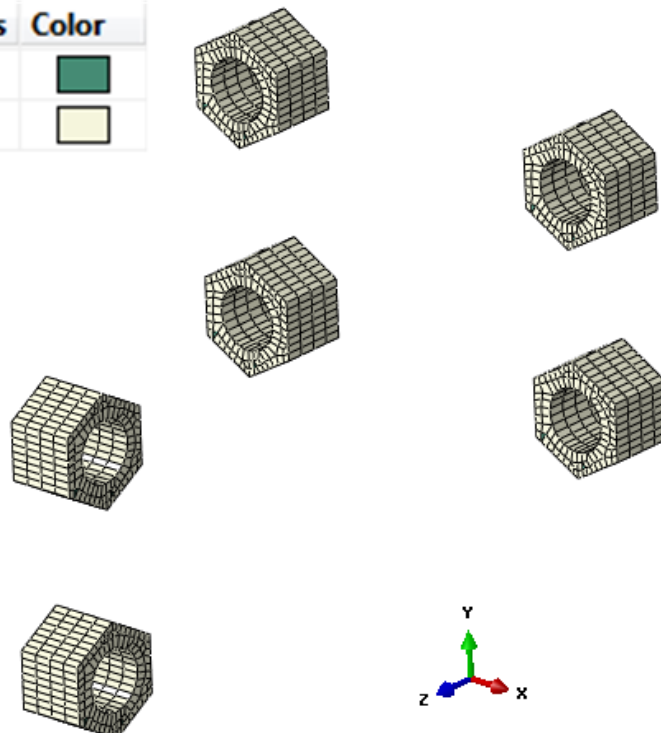
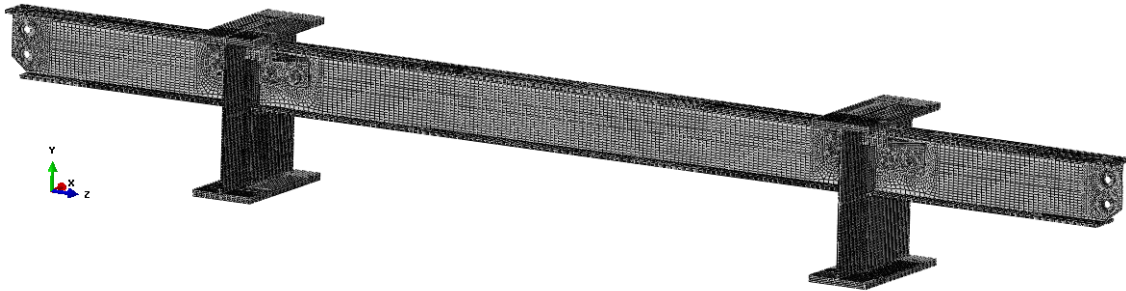


Tabla 4-1 – Discreización de elementos del submodelo unión travesaño – banda lateral




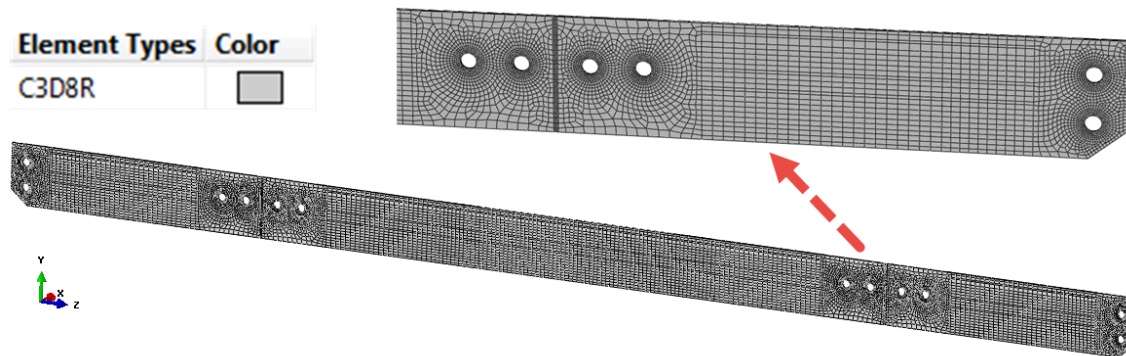
SUBMODELO UNIÓN TRAVESAÑO - LARGUERO

Element Types	Color	Nº NODOS	185060
C3D8R		Nº ELEMENTOS	134178




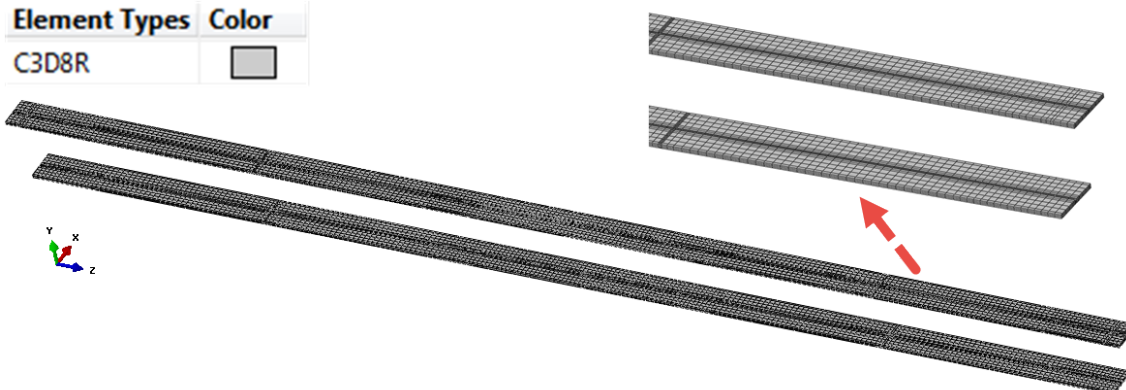
ALMA TRAVESAÑO

Element Types	Color
C3D8R	



ALAS TRAVESAÑO


Element Types	Color
C3D8R	

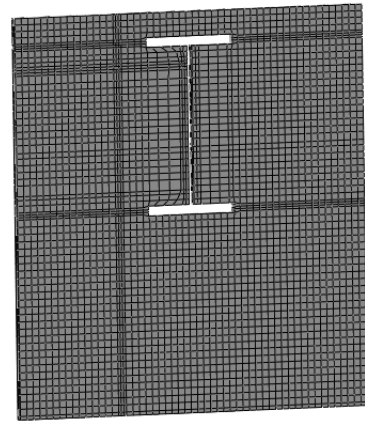
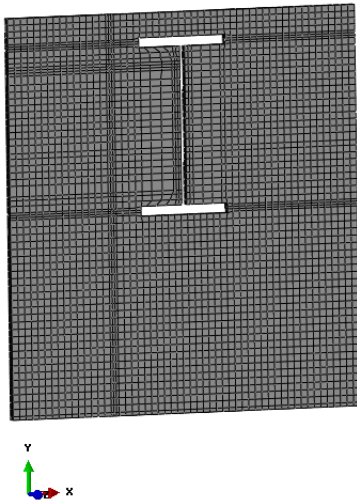




TRABAJO FIN DE GRADO

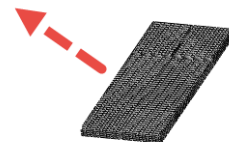
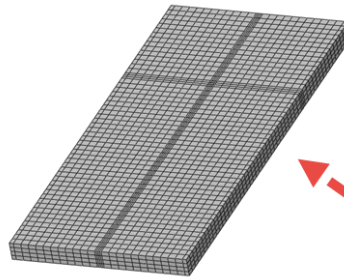
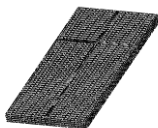
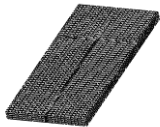
ALMAS LARGUEROS

Element Types	Color
C3D8R	




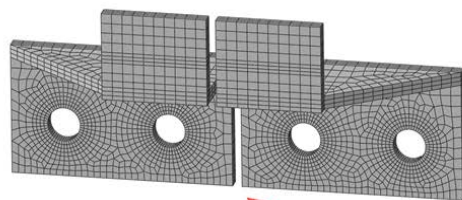
ALAS LRGUEROS

Element Types	Color
C3D8R	



PIEZA UNIÓN TRAVESAÑO - LARGUERO

Element Types	Color
C3D8R	





TRABAJO FIN DE GRADO

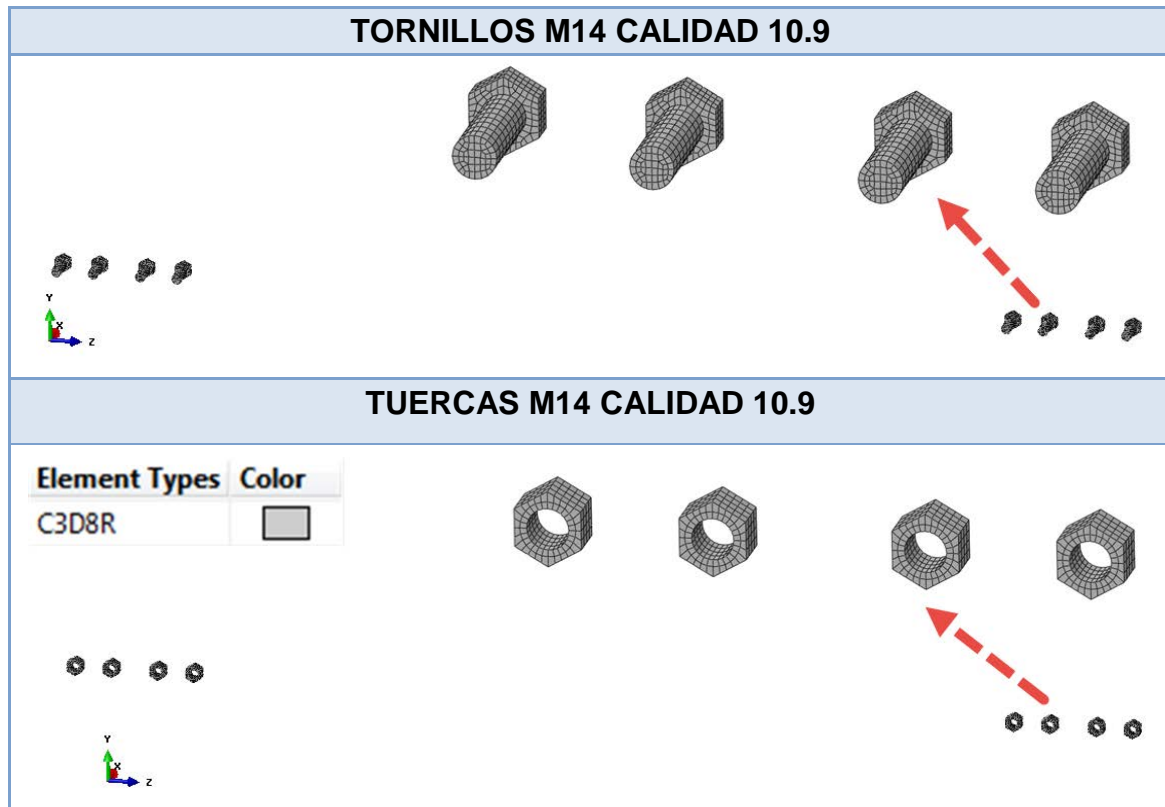




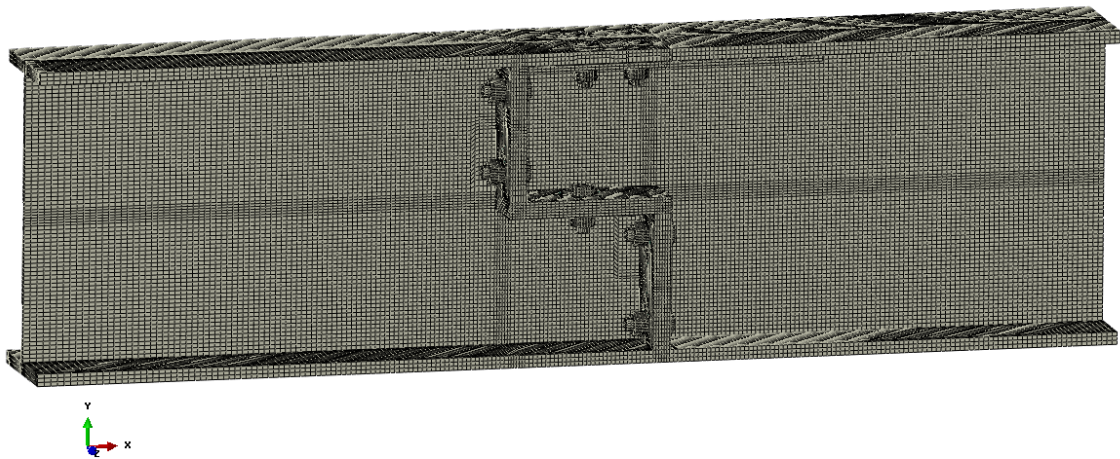
Tabla 4-2 – Discreización de elementos del submodelo unión travesaño – larguero




SUBMODELO UNIÓN LARGUERO

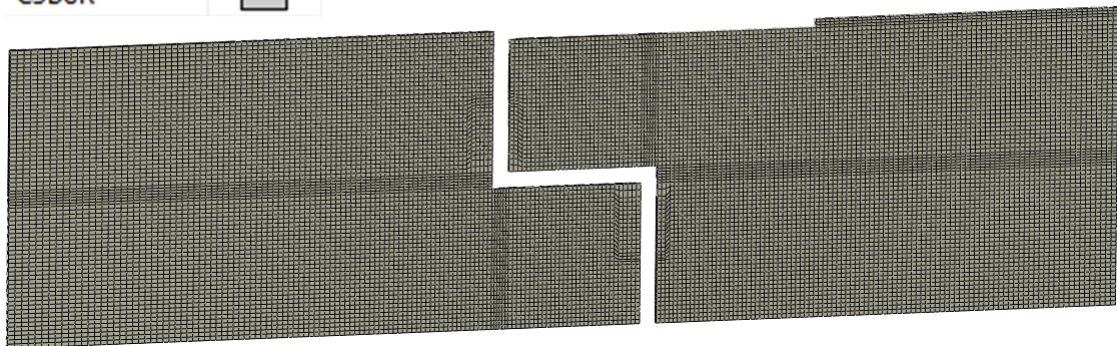
Element Types	Color
C3D6	
C3D8R	

Nº NODOS	241248
Nº ELEMENTOS	178520




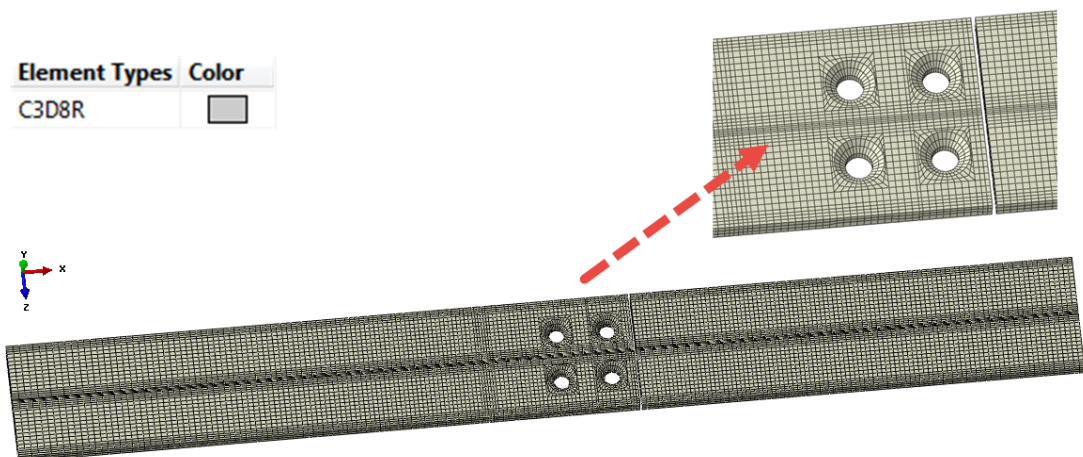
ALMA LARGUERO

Element Types	Color
C3D8R	



ALA SUPERIOR LARGUERO


Element Types	Color
C3D8R	

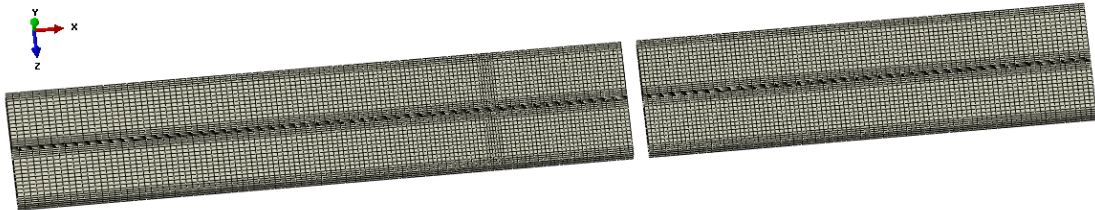




TRABAJO FIN DE GRADO

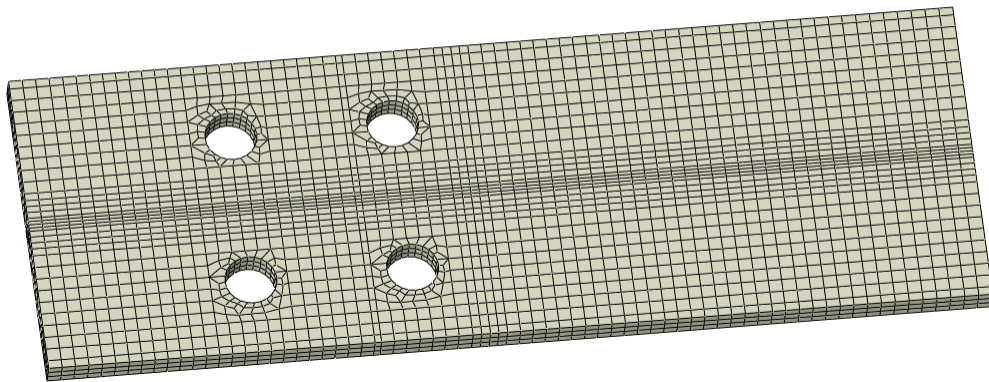
ALA INFERIOR LARGUERO

Element Types	Color
C3D8R	





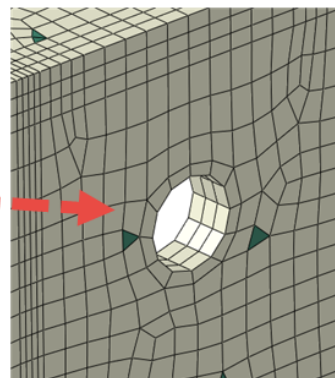
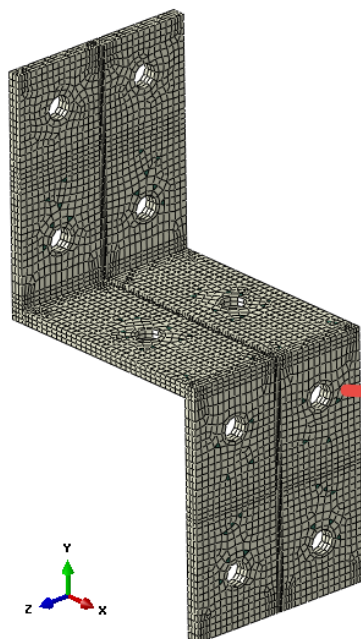
PIEZA UNIÓN LARGUEROS CHAPA ALA

Element Types	Color
C3D8R	



PIEZA UNIÓN LARGUEROS TAMO DELANTERO

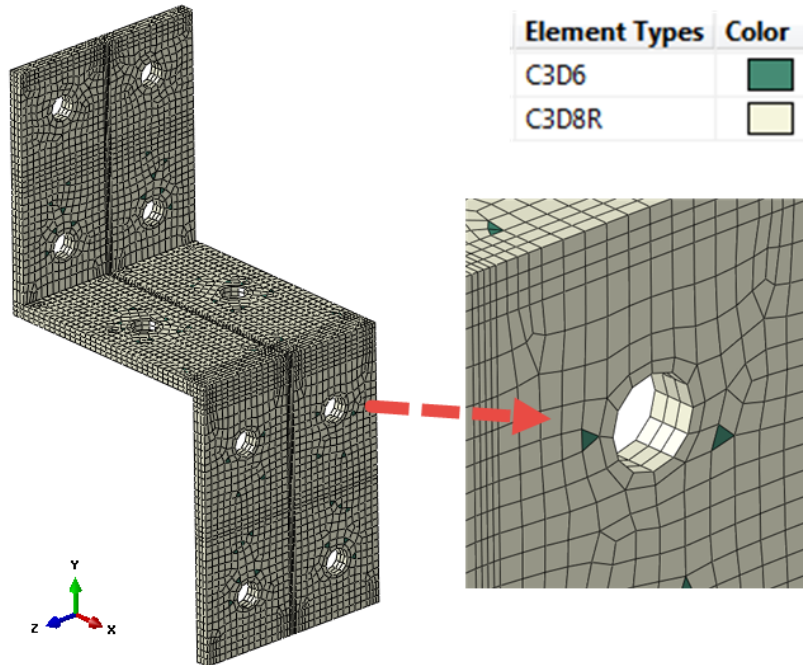
Element Types	Color
C3D6	
C3D8R	



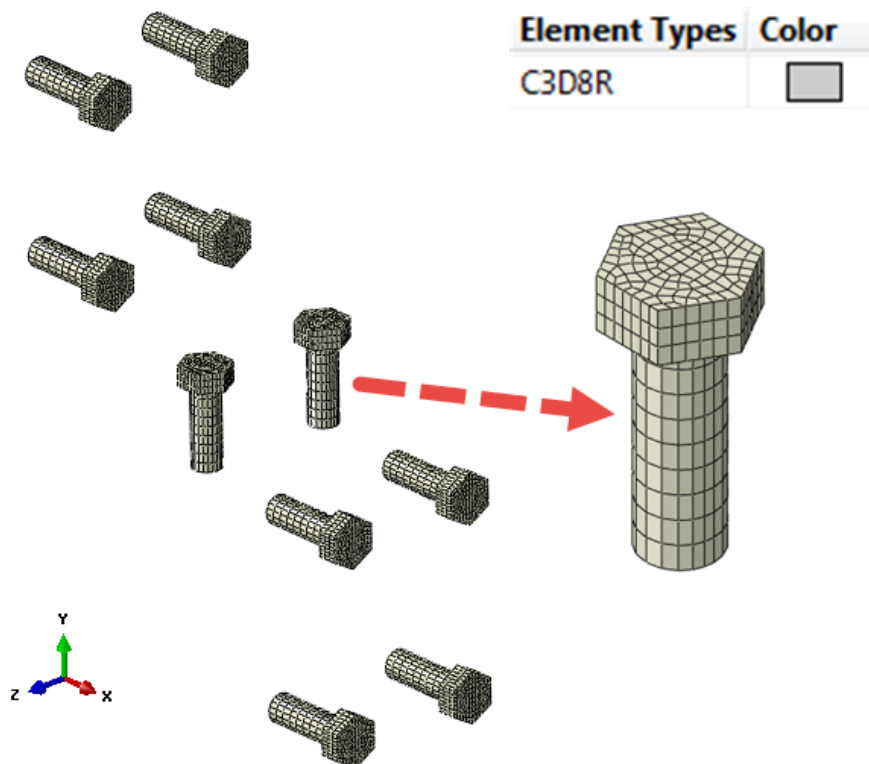


TRABAJO FIN DE GRADO

UNIÓN LARGUEROS TRAMO TRASERO



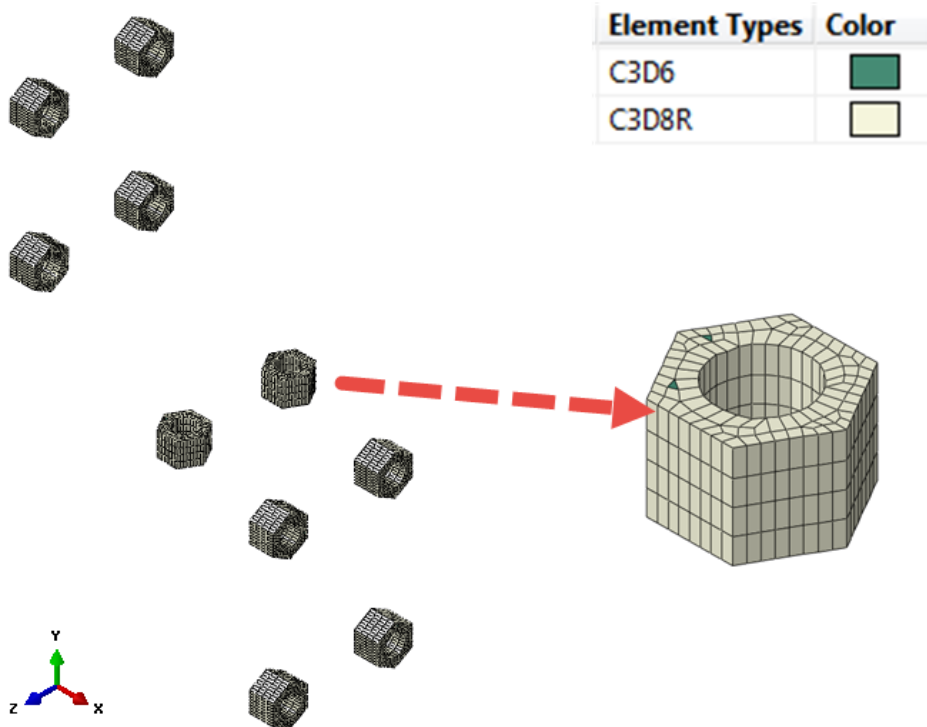
TORNILLOS M14 CALIDAD 12.9



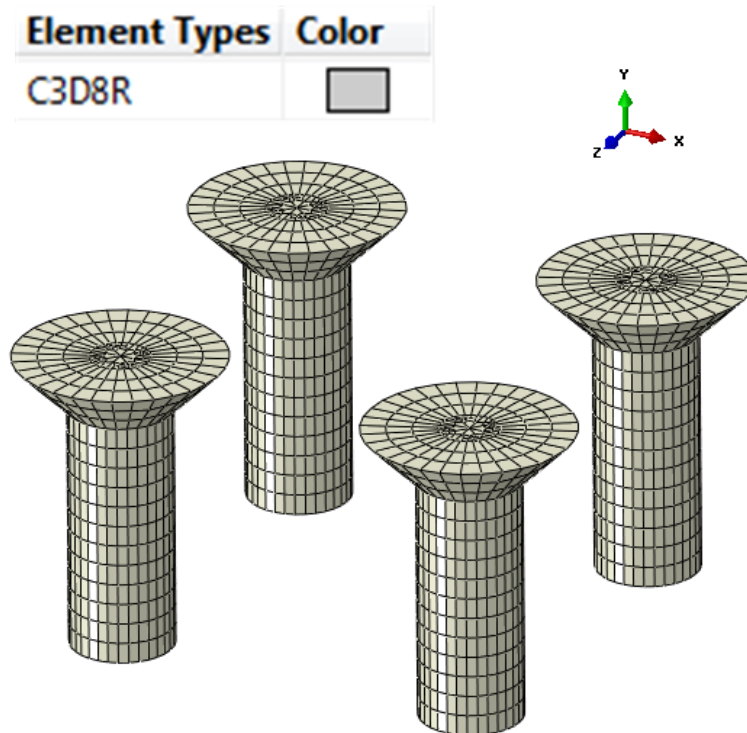


TRABAJO FIN DE GRADO

TUERCAS M14 CALIDAD 12.9



TORNILLOS AVELLANADOS M14 CALIDAD 12.9





TRABAJO FIN DE GRADO

TUERCAS (TORNILLOS AVELLANADS) M14 CALIDAD 12.9

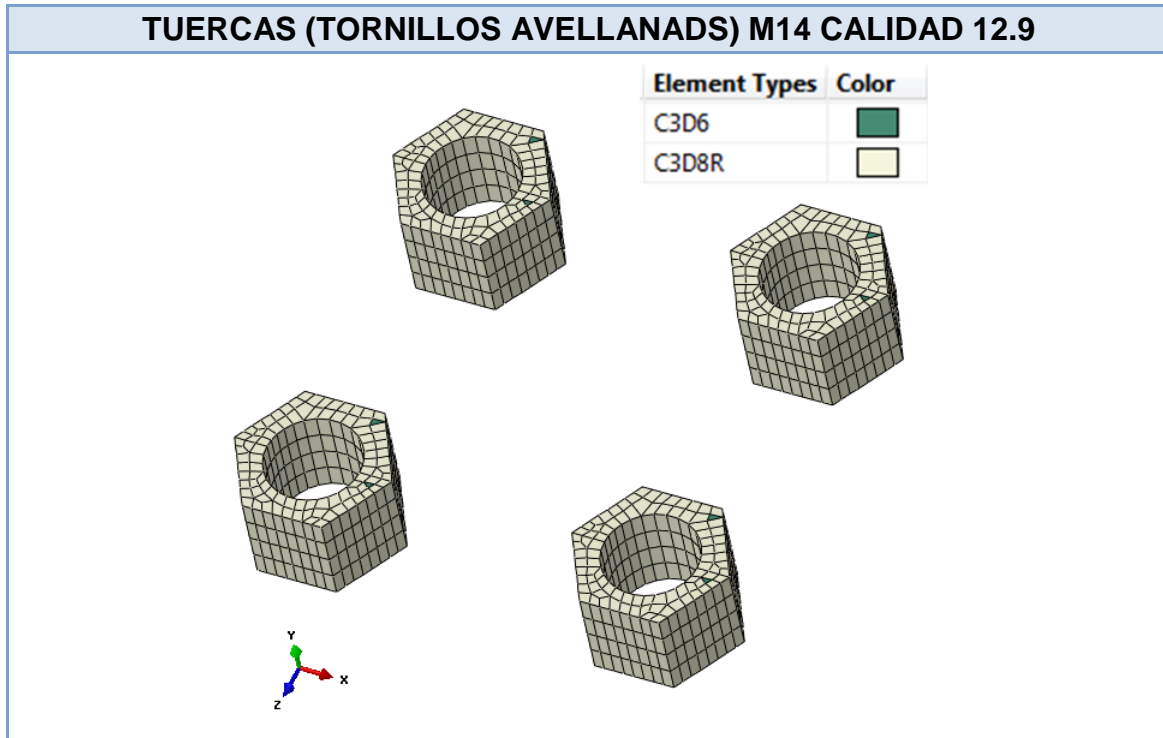


Tabla 4-3 – Discreización de elementos del submodelo unión larguero



5. Definición de los materiales

A continuación van a describirse cada uno de los materiales utilizados en la simulación numérica en cada uno de los submodelos.

Se han utilizado distintos tipos de acero para todos los componentes, la distribución de materiales coincide con la utilizada en el modelo global. Las propiedades necesarias para la correcta definición de cada uno de los aceros utilizados se recogen en la siguiente tabla:

PROPIEDADES		UNIDADES
E	Módulo elástico	MPa
ν	Coeficiente de Poisson	A dimensional
ρ	Densidad	kg/m ³
Re	Límite elástico	Mpa
Rm	Tensión de rotura	Mpa
A	Alargamiento a la rotura	Valor en %

Tabla 5-1 – Propiedades de los materiales necesarias para la simulación

A continuación, en las *tablas* 5-2 y 5-3 se muestra las propiedades de los aceros utilizados en las piezas [8] y en la tornillería [9] [10] [11]. Todas las propiedades se han obtenido de los datos proporcionados por los fabricantes y de tablas normalizadas, *ver anexo C*.

PROPIEDADES	MATERIAL			
	S275	S355	DOMEX 500 MC	DOMEX 700
Límite elástico (Re)	275 Mpa	355 Mpa	500 Mpa	700 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	485 Mpa	550 Mpa	625 Mpa	850 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	23%	22%	18%	12%
Modulo elástico (E)	210000 Mpa	210000 Mpa	210000 Mpa	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3	0,3	0,3	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m3	7850 kg/m3	7850 kg/m3	7850 kg/m3

Tabla 5-2 – Propiedades de los aceros empleados [8]

TRABAJO FIN DE GRADO

PROPIEDADES	MATERIAL			
	TORNILLO		TUERCA	
	Calidad 10.9	Calidad 12.9	Calidad 10.9	Calidad 12.9
Limite elástico (Re)	940 Mpa	1100 Mpa	940 Mpa	1100 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	1040 Mpa	1220 Mpa	1040 Mpa	1220 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	9%	8%	9%	8%
Modulo elástico (E)	210000 Mpa	210000 Mpa	210000 Mpa	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3	0,3	0,3	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m3	7850 kg/m3	7850 kg/m3	7850 kg/m3

Tabla 5-3 – Propiedades de la tornillería empleada [9] [10] [11]

A continuación, se muestran una serie de figuras en la que se puede ver el material de cada componente en de cada submodelo.

- **Submodelo unión travesaño - banda lateral**

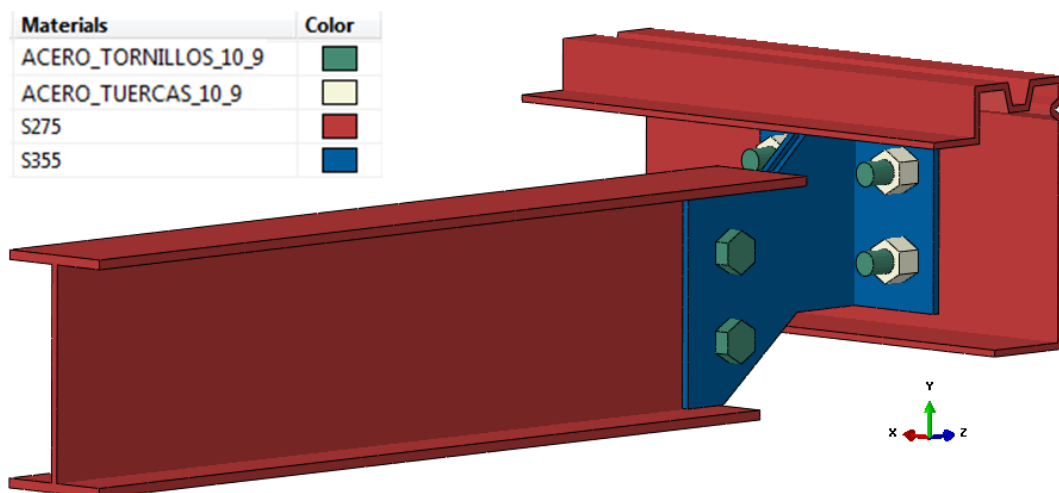


Figura 5.1 – Materiales submodelo unión travesaño - banda lateral



TRABAJO FIN DE GRADO

- **Submodelo unión travesaño - larguero**

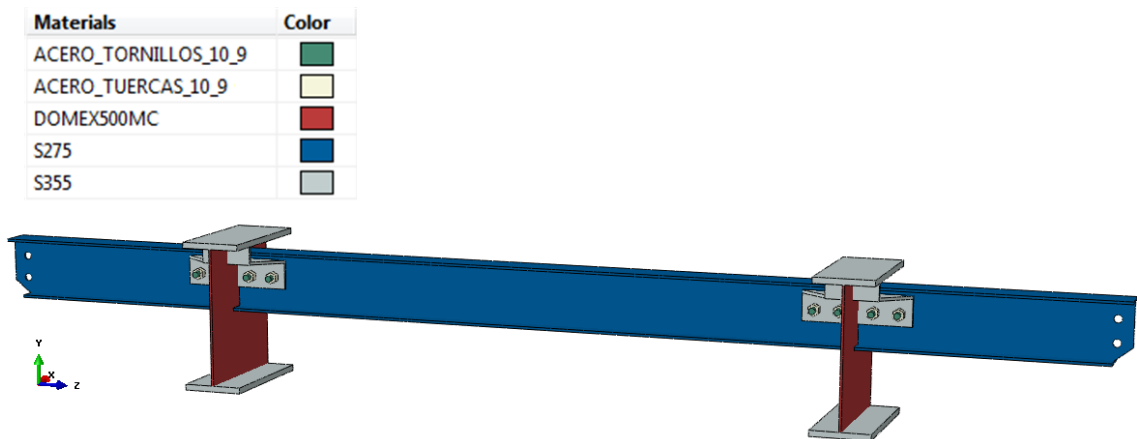


Figura 5.2 – Materiales submodelo unión travesaño - larguero

- **Submodelo unión larguero**

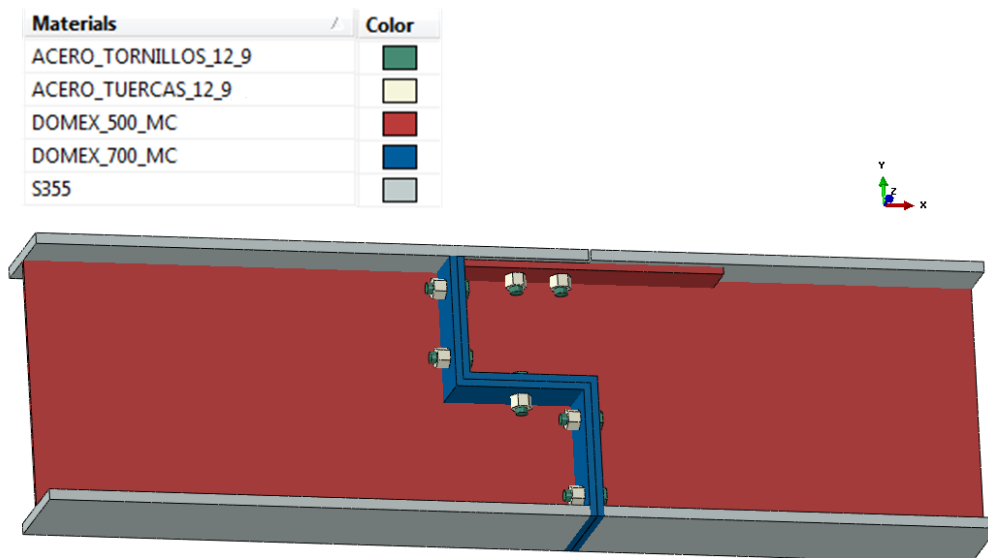


Figura 5.3 – Materiales submodelo unión larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

Puesto que los fabricantes de aceros no proporcionan suficientes datos para formar una curva tensión-deformación real, se han definido con los datos proporcionados unas curvas aproximadas que tienen un comportamiento elasto-plástico con endurecimiento lineal para cada acero, las cuales se han empleado en el input de ABAQUS:

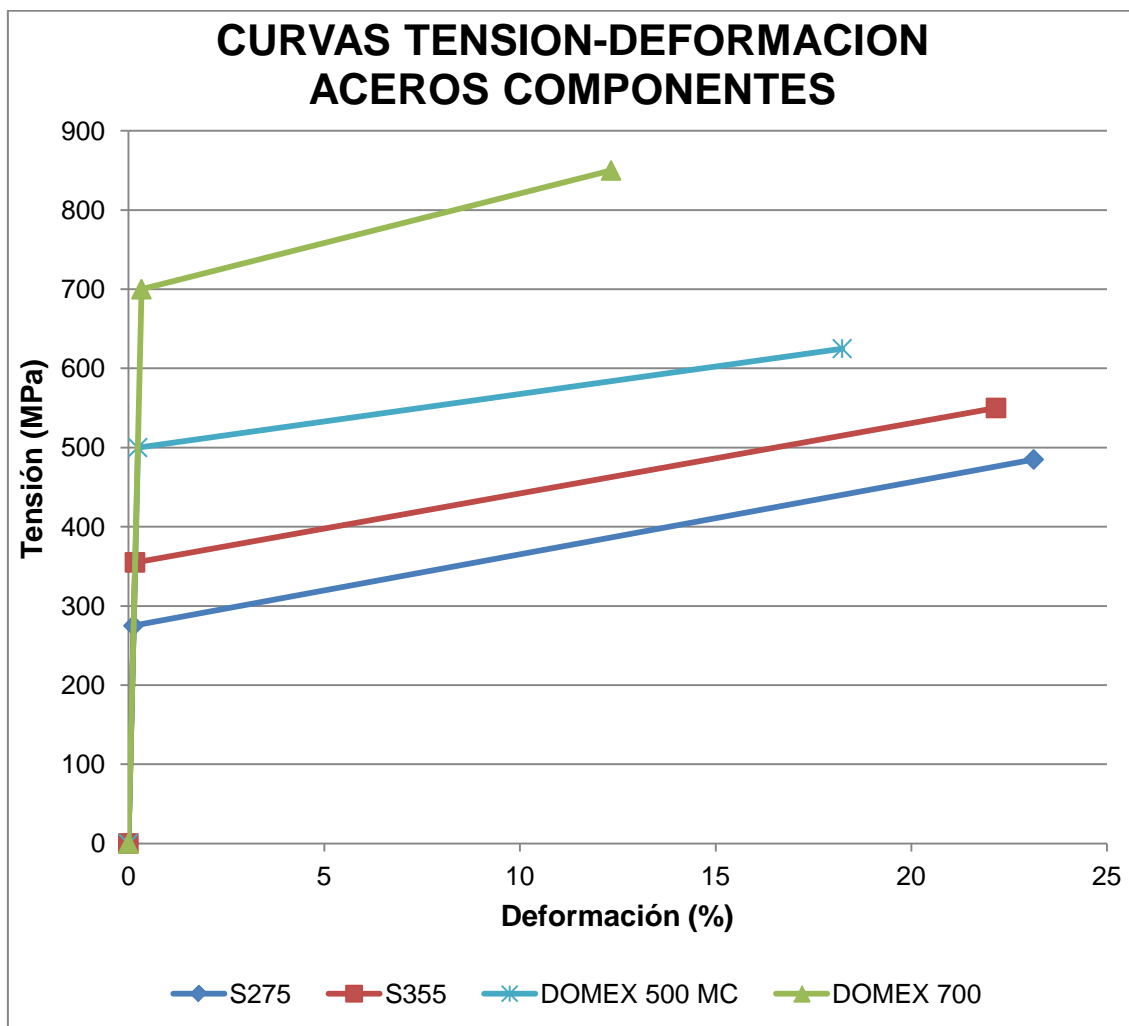


Tabla 5-4 – Curvas aproximadas de tensión – deformación para los aceros de los componentes

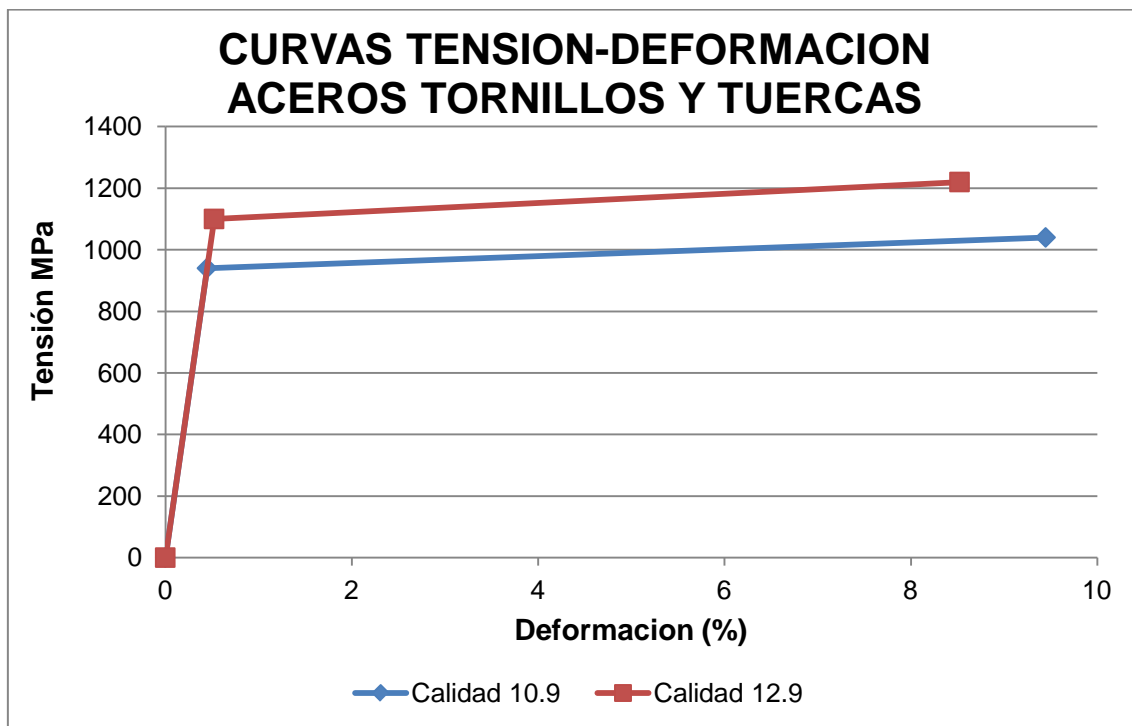


Tabla 5-5 – Curvas aproximadas de tensión – deformación para los aceros de la tornillería

Una vez definidos los materiales para todos los componentes de los submodelos, se les ha aplicado las cargas y condiciones de contorno para cada caso de carga.

6. Determinación de las uniones atornillada mas solicitadas

Debido a que en la técnica del submodelo se analiza de forma individual cada uno de los tipos de las uniones atornilladas partiendo de los resultados de un cálculo previo. Es necesario determinar para cada una de estas uniones el caso de carga y la posición en el semirremolque donde se encuentran sometidas a unas mayores solicitaciones en el modelo global, para aplicar esos resultados como condiciones de contorno en los submodelos.

6.1 Identificación de las uniones

Para facilitar la identificación de las uniones, se ha asignado una numeración a cada uno de los travesaños y además, se ha dividido el semirremolque longitudinalmente en dos partes A y B, ver figura 6.1.

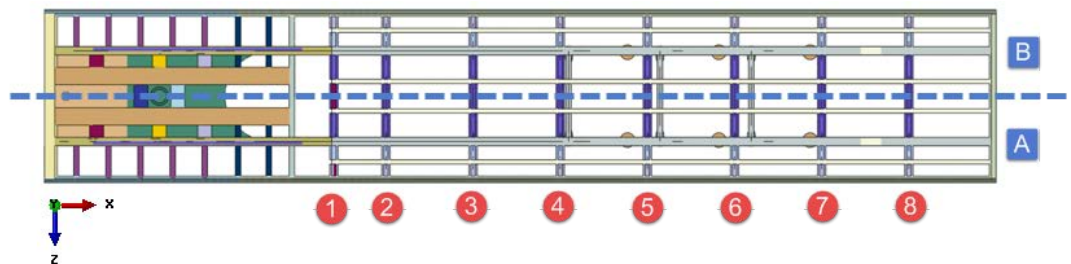


Figura 6.1 – Codificación de las posiciones de las uniones

Por lo cual, las piezas de unión de cada submodelo tienen asignado un código alfanumérico que las identifica, ver figuras 6.2 a 6.4.

Piezas unión travesaño-banda lateral

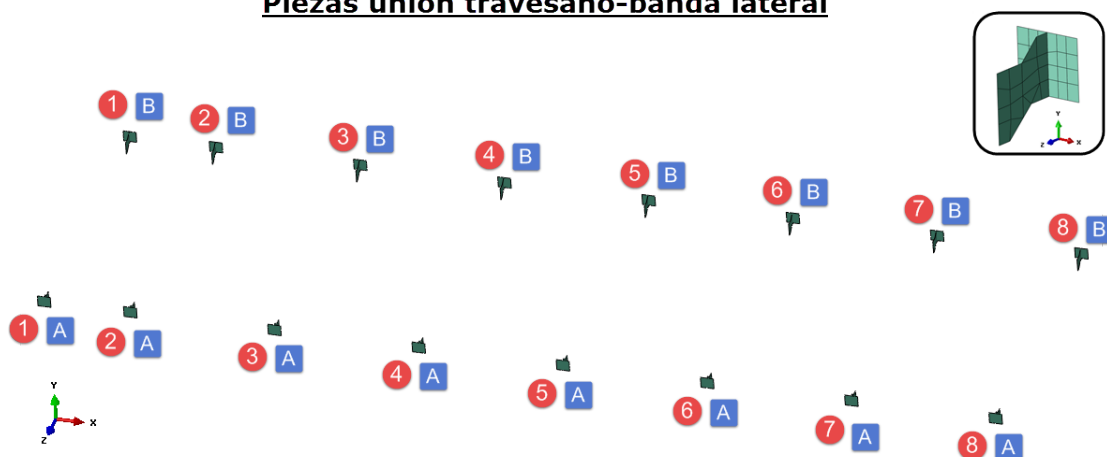


Figura 6.2 - Codificación de las piezas de unión en el submodelo travesaño – banda lateral



TRABAJO FIN DE GRADO

Piezas unión travesaño-larguero

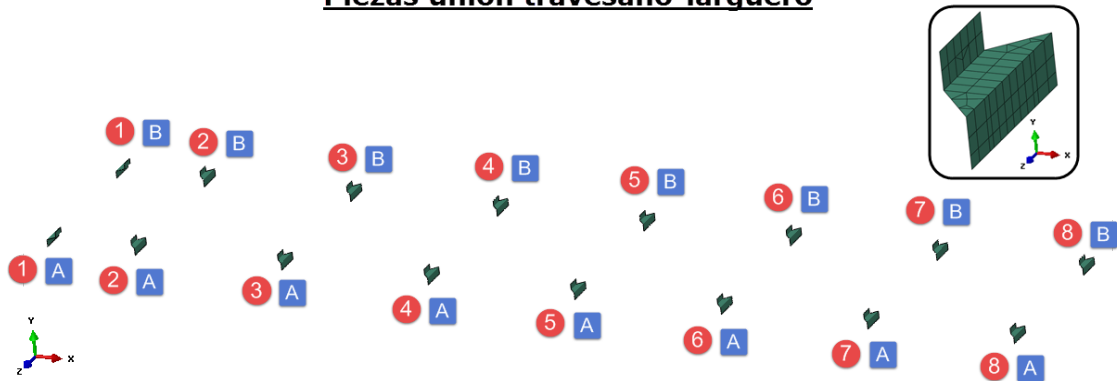


Figura 6.3 – Codificación de las piezas de unión en el submodelo travesaño – larguero

Piezas unión larguero

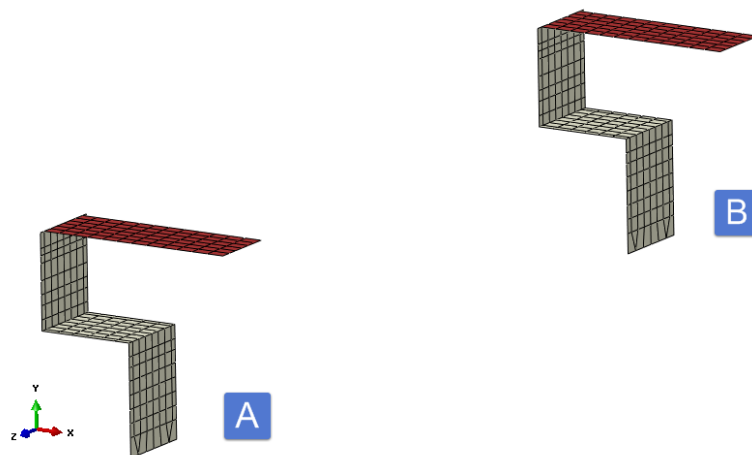


Figura 6.4 – Codificación de las piezas de unión en el submodelo larguero



6.2 Análisis de resultados en uniones atornilladas en el modelo global

Este apartado se ha dividido en dos fases, la primera consiste en analizar cada unión atornillada en el modelo global con el fin de determinar el componente más crítico, el cual definirá la situación más desfavorable para cada unión.

En la segunda fase para cada unión, se analizó el comportamiento del componente crítico en los resultados del modelo global para todos los casos de carga y posiciones donde se encuentra. Con este análisis se ha creado una lista de los casos y posiciones más críticos para cada unión, donde posteriormente se aplicara la técnica del submodelo.

6.2.1 Determinación del componente crítico en cada unión atornillada

Como se ha comentado anteriormente, en esta fase se ha determinado el componente más crítico de cada unión. El cual, por la geometría de la unión determina principalmente las condiciones más desfavorables de trabajo en esta.

Este análisis se ha realizado para cada una de las uniones:

- **Unión travesaño - banda lateral:** Teniendo en cuenta la geometría especificada para el submodelo de esta unión, los elementos críticos son las 2 piezas de unión entre la banda de cierre y el travesaño. En estos elementos recaen todas las tensiones debidas a la interacción entre los componentes unidos. Además en este caso, por la modelización de la unión en el modelo global, hay elementos de la pieza de unión que comparten nodos con las piezas que une, con lo cual tiene un compromiso estructural en el modelo global y por lo tanto se puede emplear los resultados obtenido en este como criterio de selección.

TRABAJO FIN DE GRADO

Unión travesaño-banda lateral

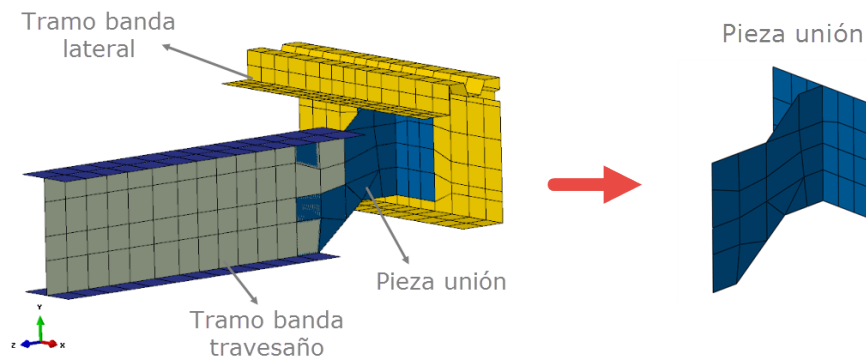


Figura 6.5 – Componente crítico en la unión travesaño – banda lateral

- **Unión travesaño - larguero:** Debido a que en este submodelo se encuentra el travesaño completo con las dos uniones a cada larguero, el elemento crítico en esta unión es el travesaño. Este elemento es el encargado de transmitir todo el peso que está soportando el suelo a las uniones atornilladas. Además, debido a como se modelizó el modelo global, la pieza de unión no puede ser utilizada como pieza crítica ya que no tiene ningún compromiso estructural en el modelo global. Esto es debido a que comparte en casi su totalidad todos los nodos que la forman con los nodos del travesaño y larguero, con lo cual no da información acerca de su propio funcionamiento.

Unión travesaño-larguero

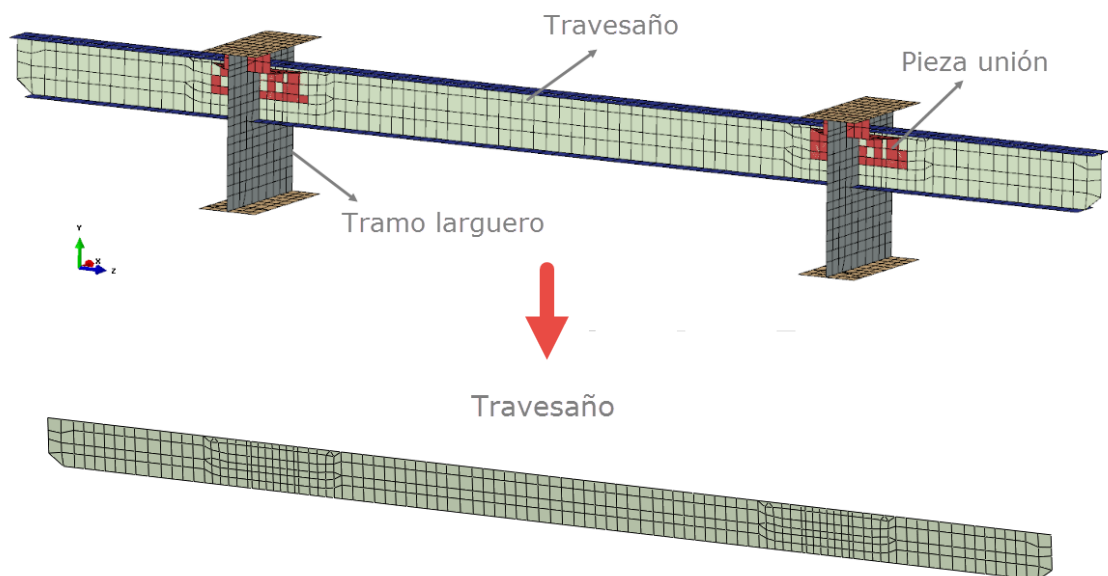


Figura 6.6 – Componente crítico en la unión travesaño – larguero



TRABAJO FIN DE GRADO

- **Unión larguero:** En esta unión no ha sido necesario determinar el elemento crítico puesto que como ya se ha explicado en los apartado 1.3.9, se especifico el caso de carga 9 (Pisada de carretilla STILL FM-X 25) para analizar la unión larguero.



TRABAJO FIN DE GRADO

6.2.2 Casos de carga y posiciones más desfavorables

En este apartado, se han buscado los casos más desfavorables (con una mayor tensión de Von Mises) para las piezas críticas de cada unión, las cuales están definidas en el apartado anterior. Para ello se han analizado los resultados obtenidos en el modelo global para cada una de las piezas críticas [1]. En el *Anexo D*, se puede ver el conjunto de resultados obtenidos en el modelo global.

Este proceso de análisis se ha realizado únicamente para la unión travesaño - banda lateral y la unión travesaño - larguero, debido a que la unión larguero solo dispone de un caso de carga. El proceso ha consistido en comparar las tensiones de todas las piezas críticas en todas las uniones para todos los casos de carga, y determinar unas tablas en las que recoge las 5 condiciones de trabajo con mayor tensión para cada pieza crítica. Estos 5 casos para cada unión serán los analizados por medio de submodelos, al tratarse de los casos más desfavorables.

A continuación podemos ver las tablas para cada submodelo donde se recogen los casos y posiciones más desfavorables, los cuales serán analizados mediante submodelos:

Unión travesaño - banda lateral					
Parte del vehículo	Posición travesaño	Tensión Von Mises en "Piezas unión"(MPa)	Coeficiente de seguridad	Caso de carga	Nº submodelo
B	8	207	1.71	9 - Pisada carretilla	1
B	8	134.5	2.64	5 - Escalón rueda trasera	2
A	4	134.4	2.64	5 - Escalón rueda trasera	3
B	7	134.2	2.64	9 - Pisada carretilla	4
A	8	131.1	2.70	3 - Escalón rueda delantera	5

Tabla 6-1 – Posiciones y casos más desfavorables para la unión travesaño - banda lateral

TRABAJO FIN DE GRADO

Unión travesaño - larguero				
Posición travesaño	Tensión Von Mises en "Travesaños"(MPa)	Coefficiente de seguridad	Caso de carga	Nº submodelo
8	174.3	1.57	9 - Pisada carretilla	1
7	130.7	2.10	9 - Pisada carretilla	2
6	111.8	2.45	8 - Giro de radio mínimo	3
1	110.1	2.49	6 - Aceleración lateral 0.4·g	4
6	110.1	2.49	3 - Escalón rueda delantera	5

Tabla 6-2 – Posiciones y casos más desfavorables para la unión travesaño- larguero

Al tener solo un único caso de carga para la unión del larguero, únicamente hay que determinar el larguero donde la unión está más solicitada. En este caso las condiciones más desfavorables se dan en la unión B, debido a que como se ve en la *figura 6.7*, la carga de la carretilla se encuentra descentrada en el extremo B de vehículo. Con lo cual, se generara una mayor cantidad de momento torsor y flector en dicha unión, y por lo tanto la parte B del vehículo está sometida a una mayor tensión. Esto también se puede ver en la *figura 6.8*, donde se ven las tensiones en una sección del modelo global para el caso de carga 9 donde aparecen ambas uniones.

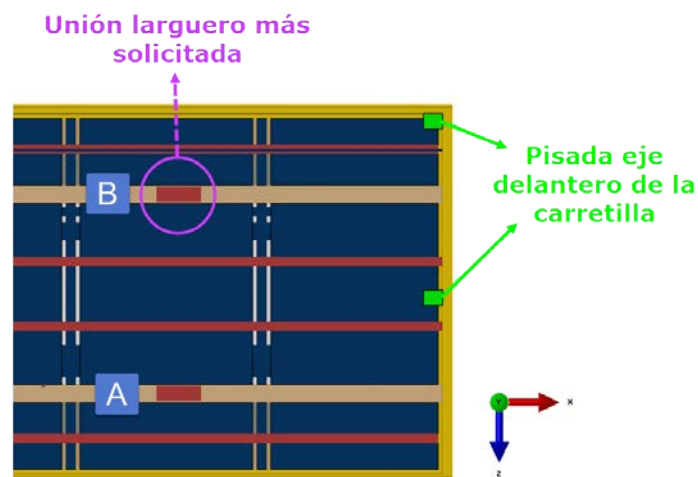


Figura 6.7 – Unión larguero más solicitada por la pisada de la carretilla



TRABAJO FIN DE GRADO

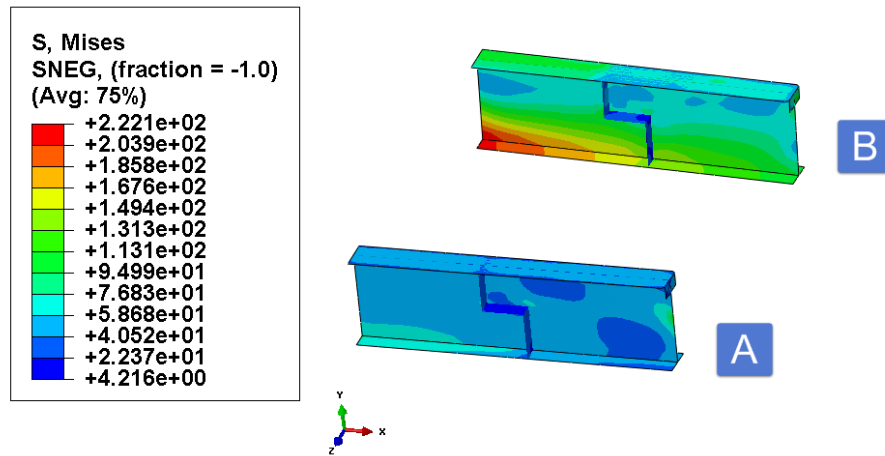


Figura 6.8 – Tensiones las uniones larguero por la pisada de la carretilla

Con lo cual el caso más desfavorable donde se usara un submodelo para la unión larguero es:

Unión larguero		
Parte del vehículo	Caso de carga	Nº submodelo
B	9 - Pisada carretilla	1

Tabla 6-3 – Larguero más desfavorables para la unión larguero



7. Condiciones de contorno

En este apartado se van a determinar las condiciones de contorno aplicadas a cada submodelo. Estas condiciones se han aplicado en los cuatro submodelos adaptándose a las características de estos.

Las condiciones de contorno se pueden agrupar en cuatro puntos:

- **Apriete tornillos:** Para cada submodelo, se ha calculado el valor del apriete necesario en cada unión en función de los tipos de tornillos utilizados. En cada submodelo, los valores de apriete permanece constantes en todo los cálculos donde se utiliza cada respectivo submodelo. El proceso de cálculo y de aplicación de los aprietes se encuentra descrito en mayor detalle en el *Anexo E*.
- **Gravedad:** Se ha aplicado un valor constate de $9,81 \text{ m/s}^2$ a todo los submodelos en todos los cálculos.
- **Contacto entre piezas:** En función de cada submodelo, se han definido los contactos existentes entre las piezas que formar cada unión. Estos contactos son los mismos para los diferentes cálculos realizados.
- **Desplazamientos del modelo global:** Estos valores son los que se definen mediante la técnica del submodelo, explicada en el *apartado 2*. Para cada cálculo realizado con un mismo submodelo, se utilizan los mismos nodos conducidos pero se les aplica el valor correspondiente a cada cálculo. Los valores aplicados dependen de la posición del submodelo y de los valores de desplazamientos importados del modelo global.

El análisis de las uniones atornilladas se realizó en dos Steps o pasos, en un primer paso se aplico únicamente el apriete y en el segundo Step, se aplicaron la totalidad de las condiciones de contorno. Esto realizó así para que la fuerza de apriete fuera constante a lo largo de todo el segundo Step, debido a la forma de aplicar las cargas de Abaqus. Esto se encuentra explicado en el *Anexo E*.

A continuación se pueden ver las condiciones de contorno para cada submodelo:



TRABAJO FIN DE GRADO

7.1 Submodelo unión travesaño - banda lateral

7.1.1 Apriete tornillos

Los tornillos aplicados en este submodelo son de cabeza hexagonal M14 calidad 10.9 con paso basto de 2 mm y tuercas M14 calidad 10 con paso basto. El valor de apriete necesario para estos elementos se ha calculado mediante las siguientes ecuaciones [12]:

$$F_p = A_t \cdot S_p$$

$$F_i = 0,75 \cdot F_p$$

Donde:

- F_p = Carga de prueba
- A_t = Área efectiva en el tornillo
- S_p = Tensión de prueba
- F_i = Fuerza de apriete

Cuyos valores de A_t y S_p para este tipo de tornillos son [12]:

- $A_t = 115 \text{ mm}^2$
- $S_p = 830 \text{ MPa}$

Con lo cual el valor de apriete necesario sobre la tuerca y el tornillo es:

$$F_p = A_t \cdot S_p = 115 \text{ mm}^2 \cdot 830 \text{ MPa} = 95450 \text{ N}$$

$$F_i = 0,75 \cdot F_p = 0,75 \cdot 95450 = 71587,5 \text{ N}$$

$$F_i = 71587,5 \text{ N}$$

TRABAJO FIN DE GRADO

Esta fuerza de apriete se ha aplicado repartida como fuerza nodal de tracción en el extremo del espárrago de cada tornillo y como fuerza nodal de compresión en la cara exterior de cada tuerca, ver figura 7.1.

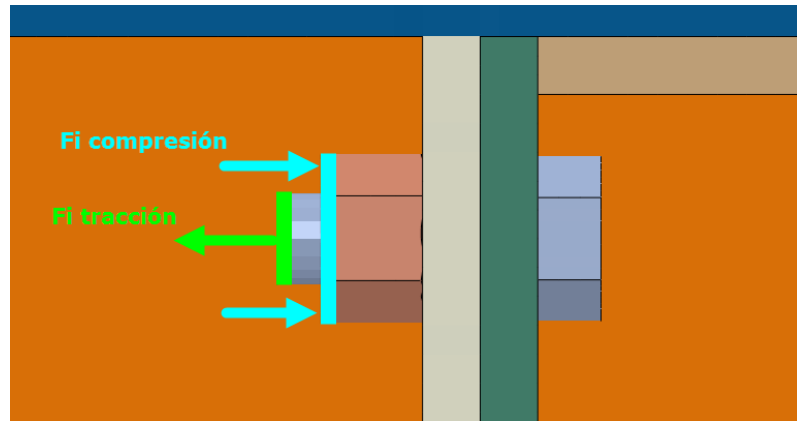


Figura 7.1 – Fuerza de apriete en el submodelo unión travesaño – banda lateral

7.1.2 Contacto entre piezas

El uso de contactos adecuados en los submodelos para las superficies en contacto es esencial para tener una correcta interacción de fuerzas entre las diferentes partes que componen la unión. Los contactos permiten evitar las interferencias producidas por grandes desplazamientos entre los diferentes componentes, estas interferencias producirían tensiones ficticias muy elevadas falseando los resultados obtenidos [2] [13].

Para todos los submodelos se ha seguido el mismo criterio de definición de contactos, el cual se va a describir con mayor detalle en este submodelo.

En el submodelo travesaño-banda lateral nos encontramos dos áreas con uniones atornilladas: la unión banda lateral-pieza de unión y la unión entre el alma del travesaño-pieza de unión, ver figura 7.2. Además, en ambas uniones nos encontramos dos zonas donde se producen contactos: entre los elementos de la unión atornillada y entre las piezas unidas, ver figuras 7.3 y 7.4.

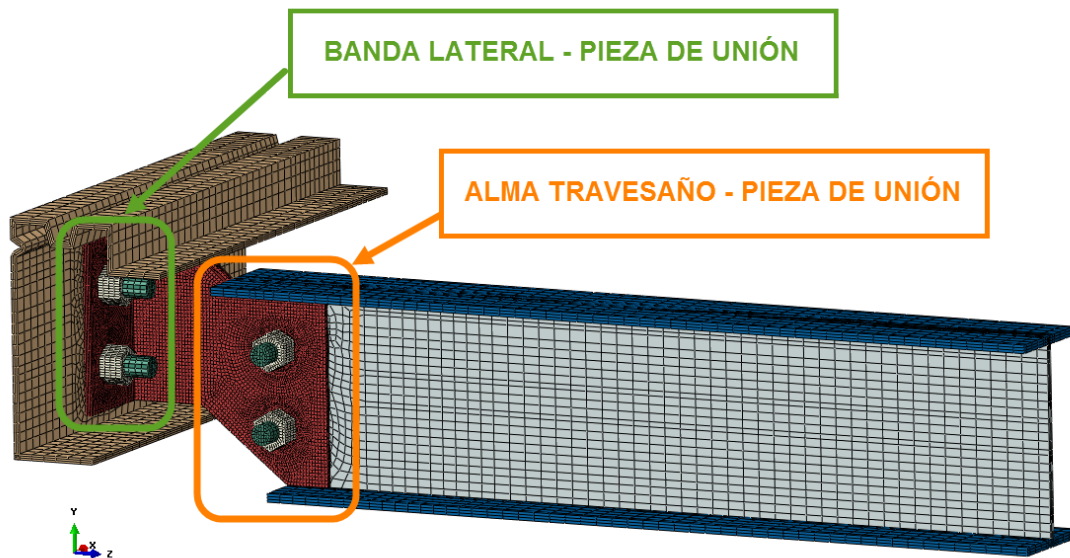


Figura 7.2 – Áreas con uniones atornilladas en el submodelo travesaño - banda lateral

ALMA TRAVESAÑO - PIEZA DE UNIÓN

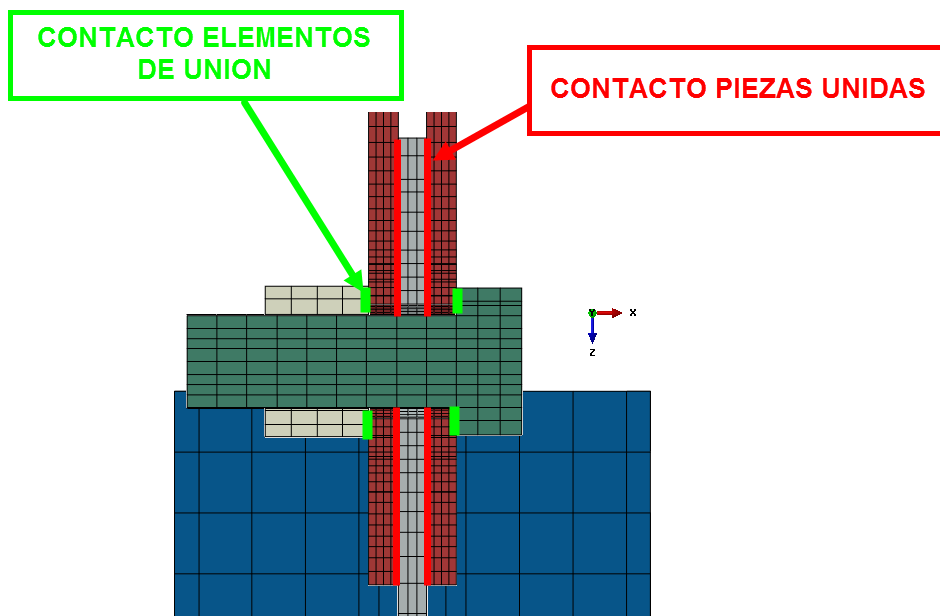


Figura 7.3 – Contactos en el área de unión alma travesaño – pieza de unión

BANDA LATERAL - PIEZA DE UNIÓN

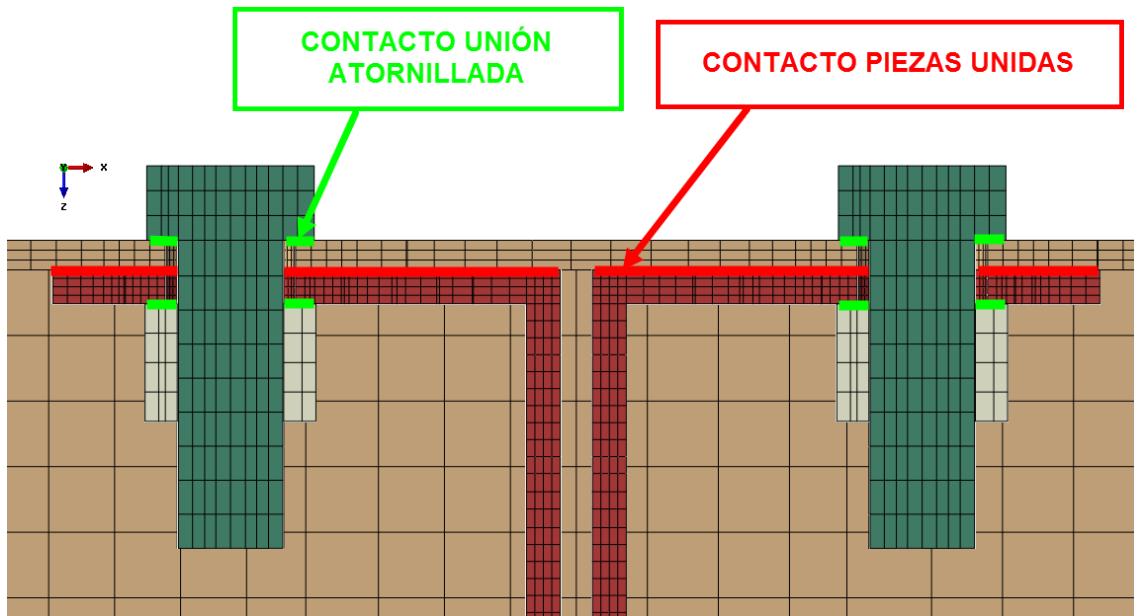


Figura 7.4 – Contactos en el área de unión banda lateral – pieza de unión

En las dos áreas con uniones atornilladas se han utilizado el mismo tipo de contactos, ya que nos encontramos ante los mismos elementos de unión. Concretamente, en cada unión hay tres tipos de contactos, dos de ellos debidos a la propia unión atornillada y el restante al contacto entre las piezas unidas.

Los contactos definidos son:

1. **Contacto entre la base de la cabeza del tornillo y la superficie superior de la pieza en contacto con la cabeza del tornillo:** Para este caso se ha escogido un contacto rígido entre dos superficies del tipo “Tied” [2]. En este tipo de contactos, hay una superficie actúa como esclava y la otra actúa como maestra. En ambas uniones atornilladas la superficie esclava está definida por la cara externa inferior de los elementos de la parte inferior de la cabeza del tornillo, por otro lado la superficie maestra está formada por la cara externa superior de los elementos de la pieza en contacto con el tornillo que rodean al taladro.

Es decir, la superficie esclava está formada por la superficie de contacto del tornillo con la pieza y la superficie maestra está formada por la superficie de contacto de la pieza con el tornillo. En la *figuras 7.5 y 7.6* se puede duden ver la superficie maestra y esclava para ambas uniones atornilladas

TRABAJO FIN DE GRADO

En los contactos de tipo Tied, cada nodo de la superficie esclava tiene el mismo valor de desplazamiento que el punto de la superficie maestra del cual se encuentra más cercano. Es decir, el valor de desplazamiento de los nodos de la superficie esclava es el mismo que el de los nodos de la superficie maestra más cercana. Esta definición de superficies permite que los tornillos se encuentren siempre en contacto con la pieza y de esta forma se aplique siempre la precarga al tornillo, a pesar de los desplazamientos de la pieza. Además, este tipo de contacto permite una rápida transición de la densidad de la malla dentro del modelo [2] [13].

ALMA TRAVESAÑO - PIEZA DE UNIÓN

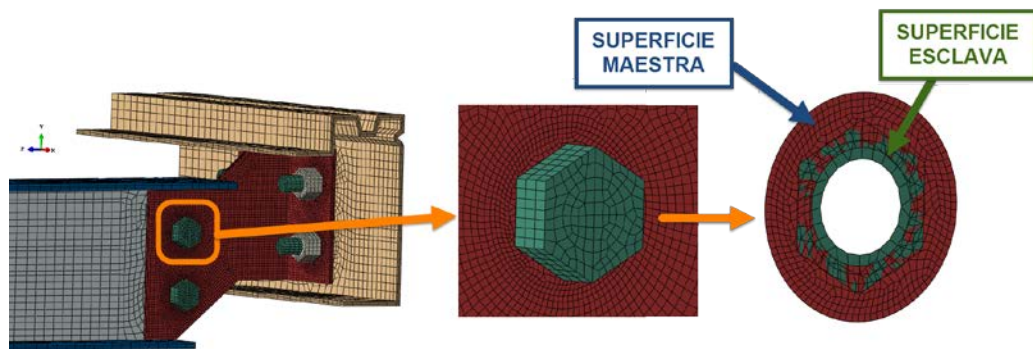


Figura 7.5 – Contacto en la cabeza del tornillo en la unión alma travesaño – pieza de unión

BANDA LATERAL - PIEZA DE UNIÓN

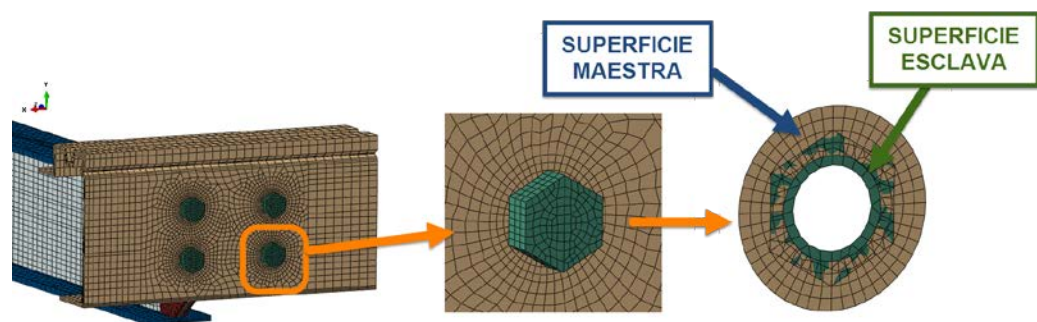


Figura 7.6 – Contacto en la cabeza del tornillo en la unión banda lateral – pieza de unión

Para un correcto funcionamiento del contacto es conveniente que la superficie maestra sea lo más pequeña posible, pero que cubra en su totalidad a la zona esclava y además es necesario que ambas superficies se encuentren en contacto al inicio de la simulación.

TRABAJO FIN DE GRADO

2. **Contacto entre la superficie superior de la tuerca y la superficie inferior de la pieza en contacto con la tuerca.** En este caso también se ha escogido un contacto entre dos superficies del tipo “Tied”, por las características anteriormente mencionadas. Para este contacto en ambas uniones atornilladas, la superficie esclava está formada por la cara exterior de los elementos de la parte superior de la tuerca y la superficie maestra está formada por la cara externa inferior de los elementos de la pieza en contacto con la tuerca.

Es decir, la superficie esclava está formada por la superficie de contacto de la tuerca con la pieza y la superficie maestra está formada por la superficie de contacto de la pieza con la tuerca. En la *figuras 7.7 y 7.8* se puede duden ver la superficie maestra y esclava para ambas uniones atornilladas

ALMA TRAVESAÑO - PIEZA DE UNIÓN

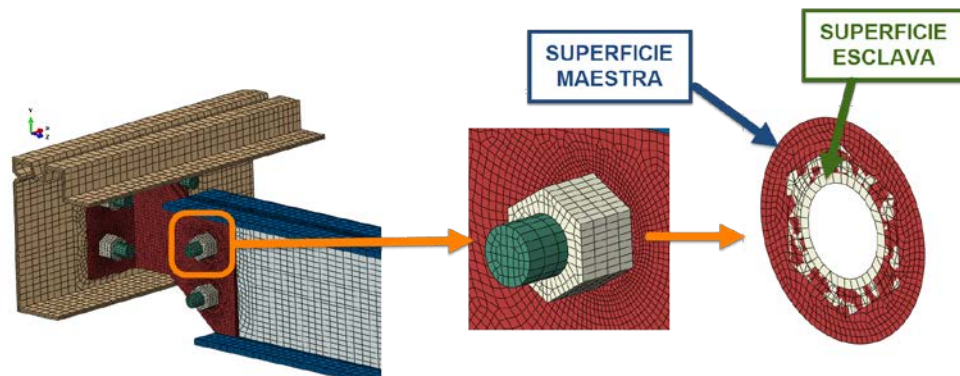


Figura 7.7 – Contacto en la tuerca en la unión alma travesaño – pieza de unión

BANDA LATERAL - PIEZA DE UNIÓN

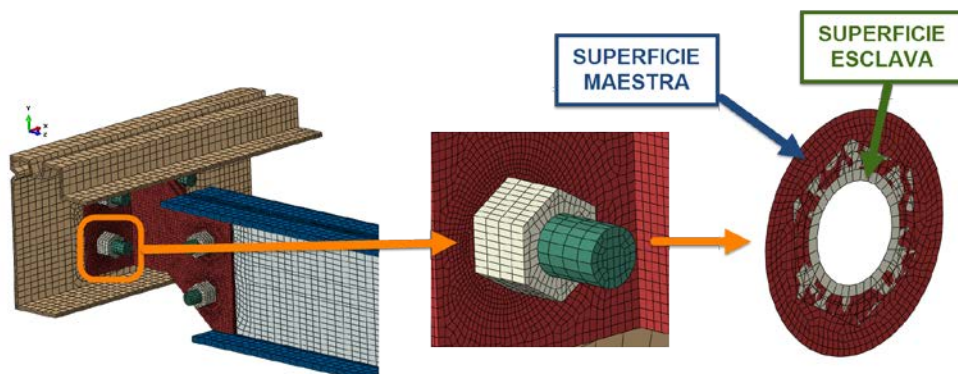


Figura 7.8 – Contacto en la tuerca en la unión banda lateral – pieza de unión



TRABAJO FIN DE GRADO

3. **Contacto entre las piezas unidas.** El contacto entre las dos superficies de las piezas unidas es del tipo “Contact Pair”, este tipo de contacto permite la deformación de ambas superficies y establecer un coeficiente de rozamiento entre ellas. El coeficiente de rozamiento utilizado tiene un valor de 0,25 el cual es el habitual entre dos superficies de acero. Además se ha establecido una tolerancia de 0,02 mm de separación entre superficies, fuera de la cual no se produciría rozamiento en la simulación [2] [13].

Este tipo de contacto es mas adecuado para las dos piezas que se unen en el submodelo, ya que permiten la deformación independientes de cada una de las piezas. Además, permite que se simule el rozamiento entre ellas, con lo cual tenemos un análisis más realista del comportamiento de la pieza de unión.

Para aplicar este contacto, es necesario definir cuál de las dos superficies va a ser la superficie maestra y cual la esclava. El Contact Pair, también permite utilizar el grupo de nodos que forman la superficie esclava a en lugar de usar directamente la superficie esclava. Ya se usen nodos esclavo o una superficie esclava el funcionamiento del contacto en ambos casos es muy parecido, ya que cuando se escogen superficies el programa utiliza únicamente los nodos que las forman para realizar el cálculo.

La principal diferencia es que al usar dos superficies, se reduce en mayor medida la posibilidad de que se produzcan interferencias en el cálculo, pero a costa de un mayor consumo computacional. Por lo cual, solo es recomendable utilizar dos superficies cuando se producen interferencias en las pruebas con superficie maestra y un grupo de nodos esclavos [2].

Concretamente en este submodelo no se produjeron interferencias, con lo cual se han utilizado una superficie maestra y nodos esclavos. En la unión banda lateral-pieza de unión, la superficie maestra está formada por la cara de los elementos de la banda en contacto con la pieza de unión, y los nodos esclavos son los nodos que forman la cara los elementos de las piezas de unión que están en contacto con la banda. Esta definición se ha realizado en las dos piezas de unión ya que son simétricas, ver *figura 7.9*.

BANDA LATERAL - PIEZA DE UNIÓN

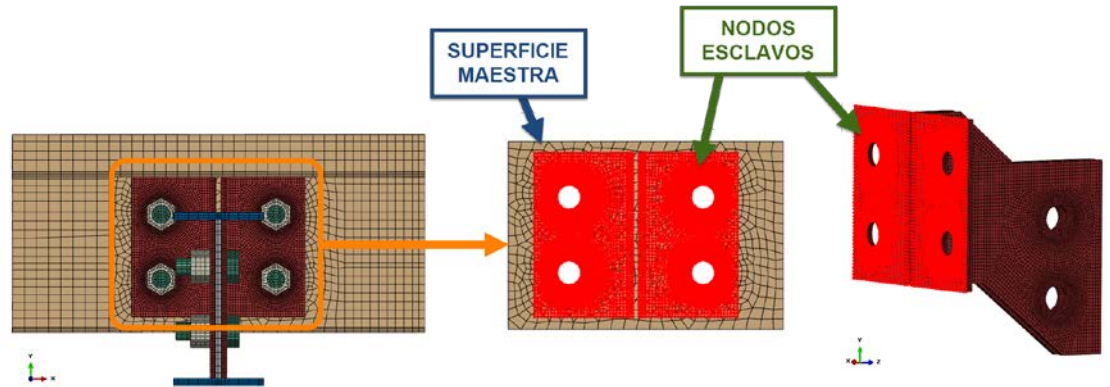


Figura 7.9 – Contacto entre las piezas unidas en la unión banda lateral – pieza de unión

En la unión alma travesaño-pieza de unión, la superficie maestra está formada por la cara de los elementos del alma del travesaño en contacto con la pieza de unión, y los nodos esclavos son los nodos que forman la cara los elementos de las piezas de unión que están en contacto con el alma. Esta definición se ha realizado en ambas piezas de unión, ver figura.7.10

ALMA TRAVESAÑO - PIEZA DE UNIÓN

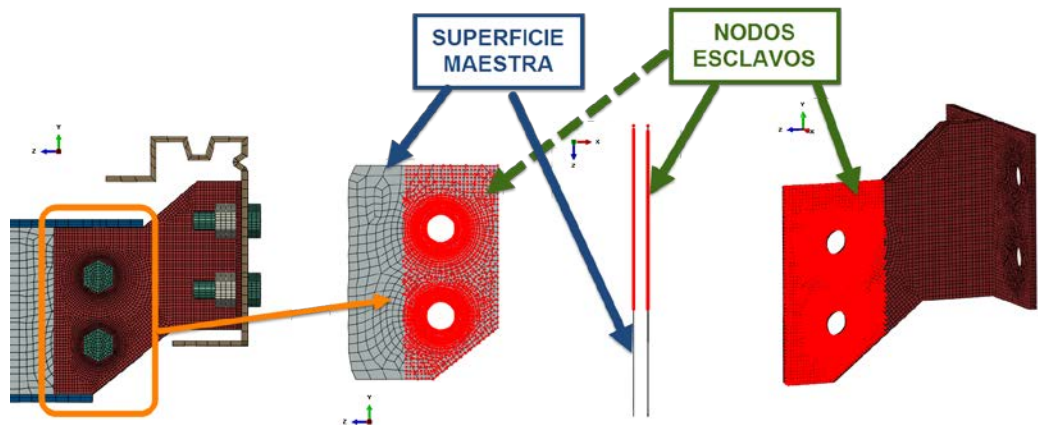


Figura 7.10 - Contacto entre las piezas unidas en la unión alma travesaño – pieza de unión

En este submodelo, no se han definido contactos entre el vástago de tornillo con las caras interiores de los taladros en las piezas, ni con la cara interior de la tuerca ya que en el cálculo no se producen interferencias entre el vástago y el resto de elementos. Con esto se consigue disminuir el cálculo computacional sin afectar a la precisión del cálculo.

TRABAJO FIN DE GRADO

7.1.3 Desplazamientos del modelo global

Los nodos conducidos para este submodelo son los mismos a lo largo de todos los cálculos en los que se emplea este submodelo. El valor de desplazamiento que adquirirá cada nodo dependerá de las características del cálculo realizado, como ya se ha comentado en el apartado 2. En la figura 7.11 podemos ver los nodos conducidos para este submodelo.

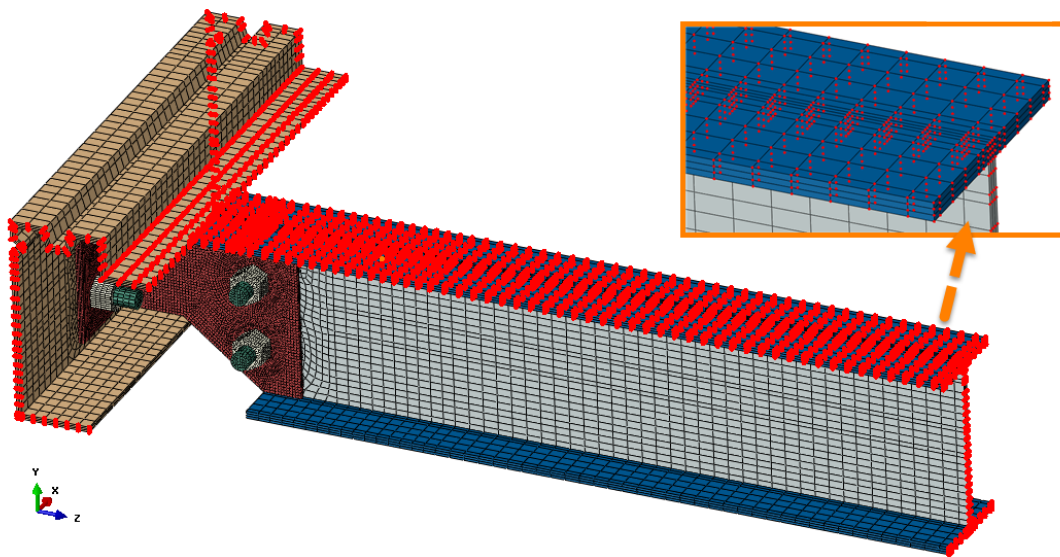


Figura 7.11 – Nodos conducidos en el submodelo travesaño – banda lateral

Parte de los nodos conducidos se encuentran en las regiones de corte donde existiría continuidad de material, en los extremos de la banda lateral (figura 7.12) y en el extremo del travesaño (figura 7.13).

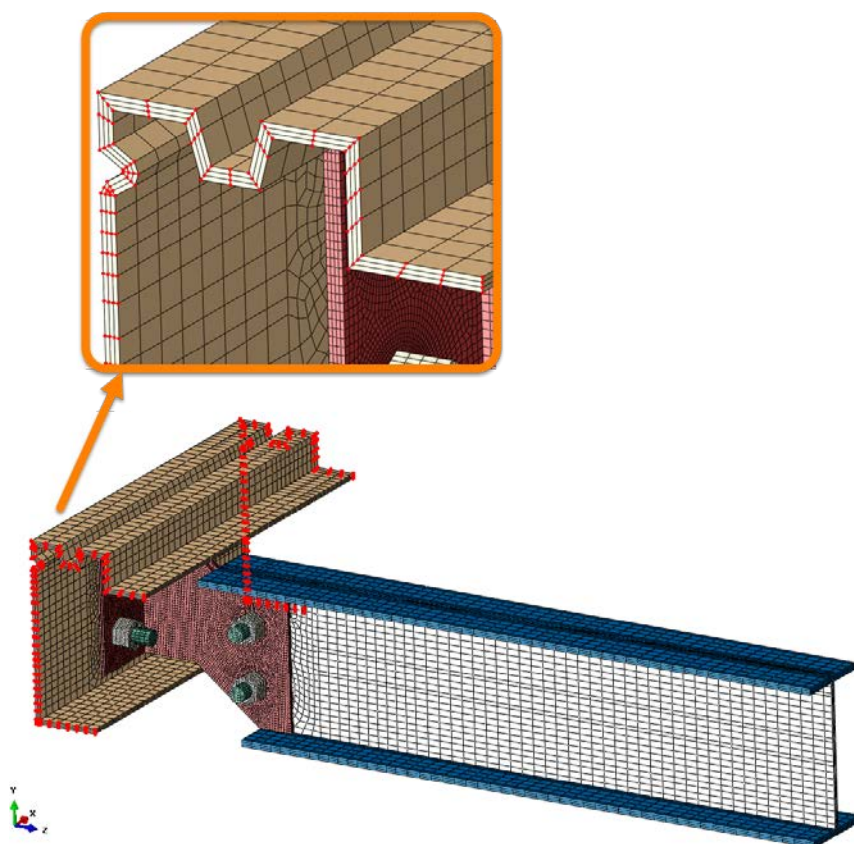


Figura 7.12 – Nodos conducidos por continuidad de material en los extremos de la banda

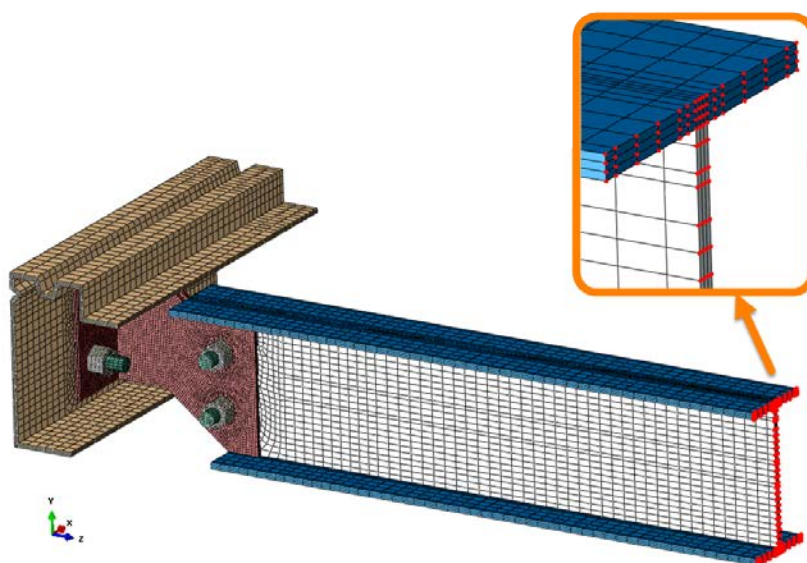


Figura 7.13 – Nodos conducidos por continuidad de material en el extremo del travesaño

TRABAJO FIN DE GRADO

Además, se han definido como nodos conducidos los que se encuentran en las zonas sometidas a mayores desplazamientos en el modelo global debido a su compromiso estructural. En este submodelo, estos nodos forman los elementos que estarían en contacto con el suelo, es decir, los elementos del chasis que estarían soportando todo el peso de la carga del vehículo, la cual se transmite a través del suelo. Estos elementos están en el pliegue exterior de la banda (figura 7.14) y el ala superior del travesaño (figura 7.15).

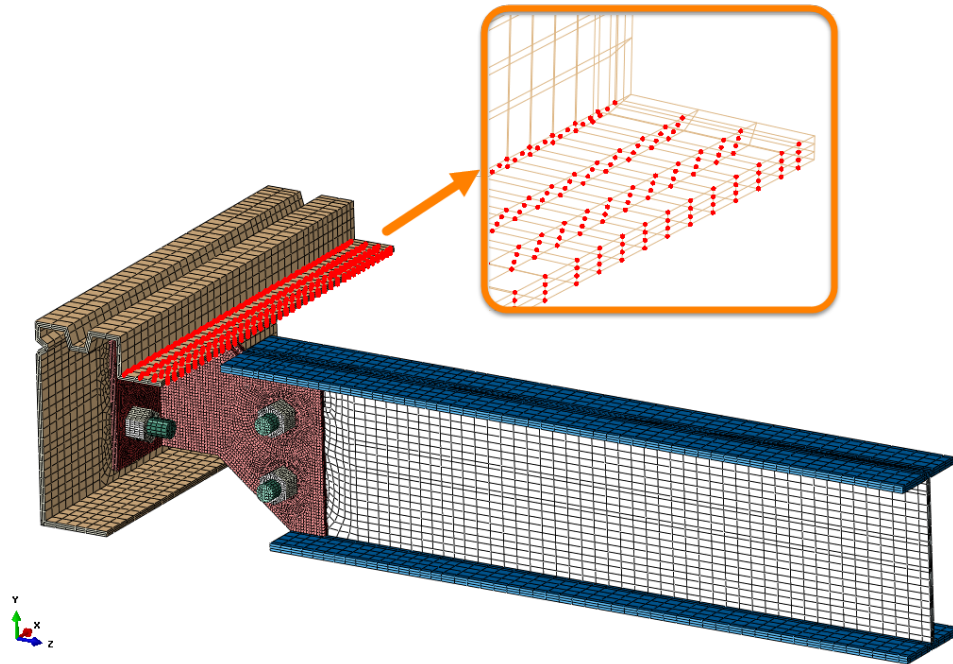


Figura 7.14 – Nodos conducidos en el pliegue exterior de la banda

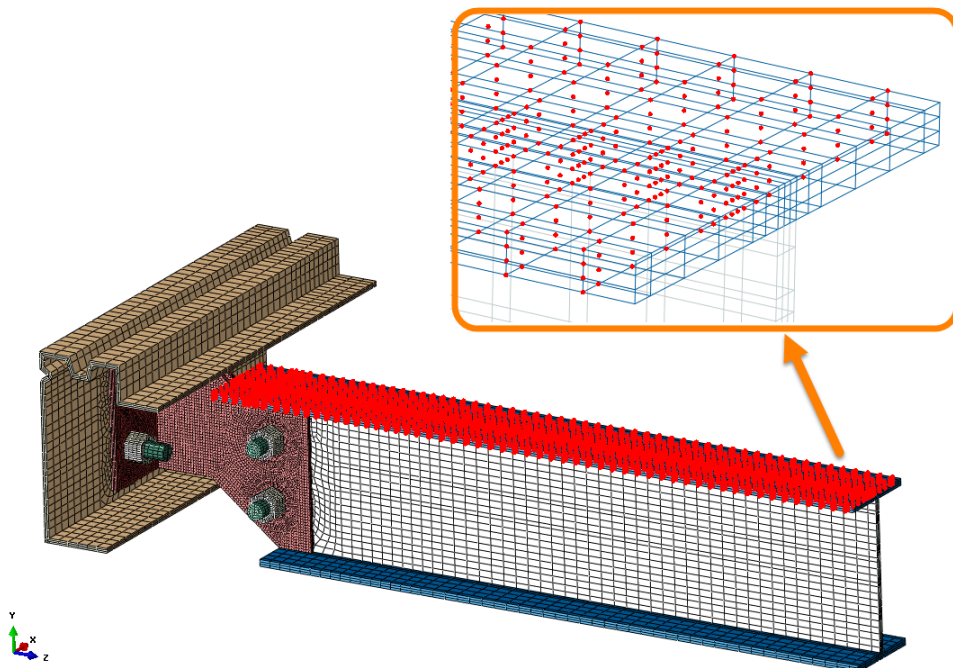


Figura 7.15 – Nodos conducidos en el ala superior del travesaño

TRABAJO FIN DE GRADO

Como se ha descrito en el *apartado 2*, se han establecido las condiciones para que en el cálculo el programa obtenga los desplazamientos de los nodos conducidos del mismo elemento estructural en modelo global al que se encuentran en el submodelo. Es decir, para este caso los nodos conducidos en la banda lateral en el submodelo interpolaran sus valores de los desplazamientos y giros de la banda lateral en modelo global (*figura 7.16*) y lo mismo sucede con las alas (*figura 7.17*) y alma del travesaño (*figura 7.18*).

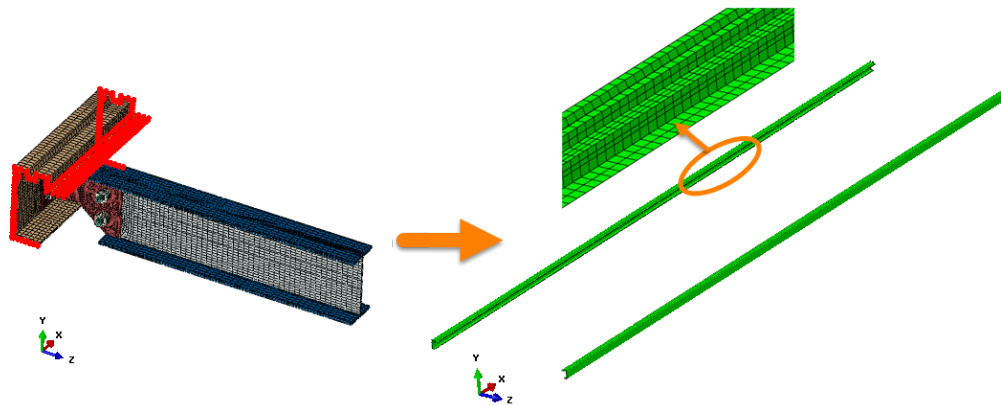


Figura 7.16 – Interpolación de valores a los nodos conducidos de la banda lateral

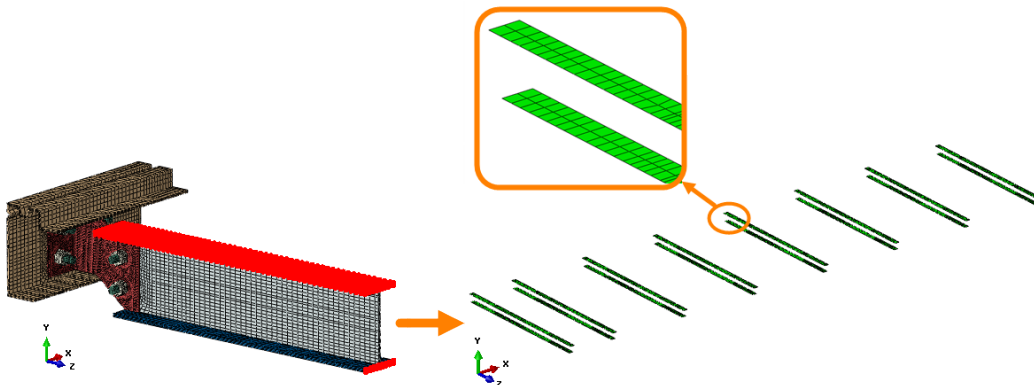


Figura 7.17 – Interpolación de valores a los nodos conducidos del alma del travesaño

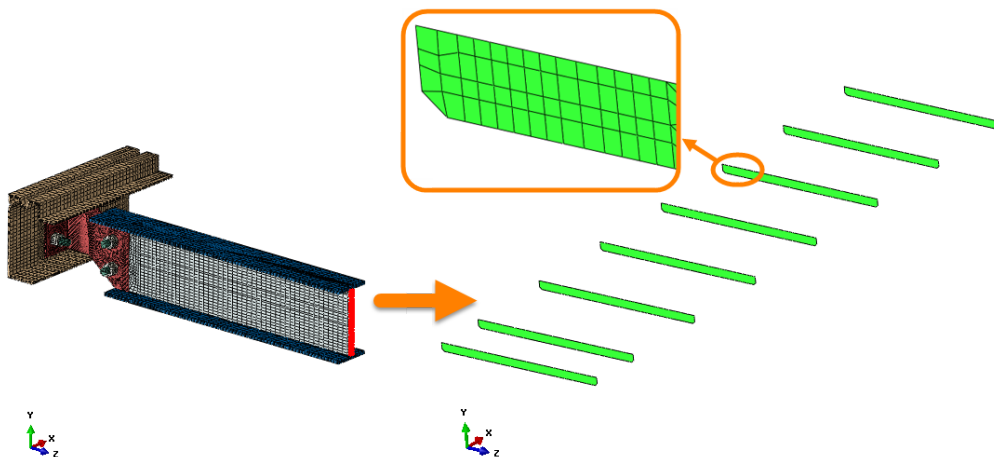


Figura 7.18 – Interpolación de valores a los nodos conducidos al ala del travesaño

TRABAJO FIN DE GRADO

7.2 Submodelo unión travesaño - larguero

7.2.1 Apriete tornillos

En este caso al igual que en submodelo travesaño - banda lateral, los tornillos aplicados son de cabeza hexagonal M14 calidad 10.9 con paso basto de 2 mm y tuercas M14 calidad 10 con paso basto. Por lo cual, el valor de la fuerza de apriete F_i será el mismo que el calculado en el apartado 7.1.1:

$$F_i = 71587,5 \text{ N}$$

Esta fuerza de apriete también se encuentra repartida de la misma forma que en el submodelo travesaño - banda lateral.

7.2.2 Contacto entre piezas

En este submodelo nos encontramos con un único tipo de unión atornillada: unión travesaño-larguero, ver figura 7.19. En esta unión nos encontramos dos zonas donde se producen contactos entre los elementos de la unión atornillada y entre las piezas unidas, ver figura 7.20.

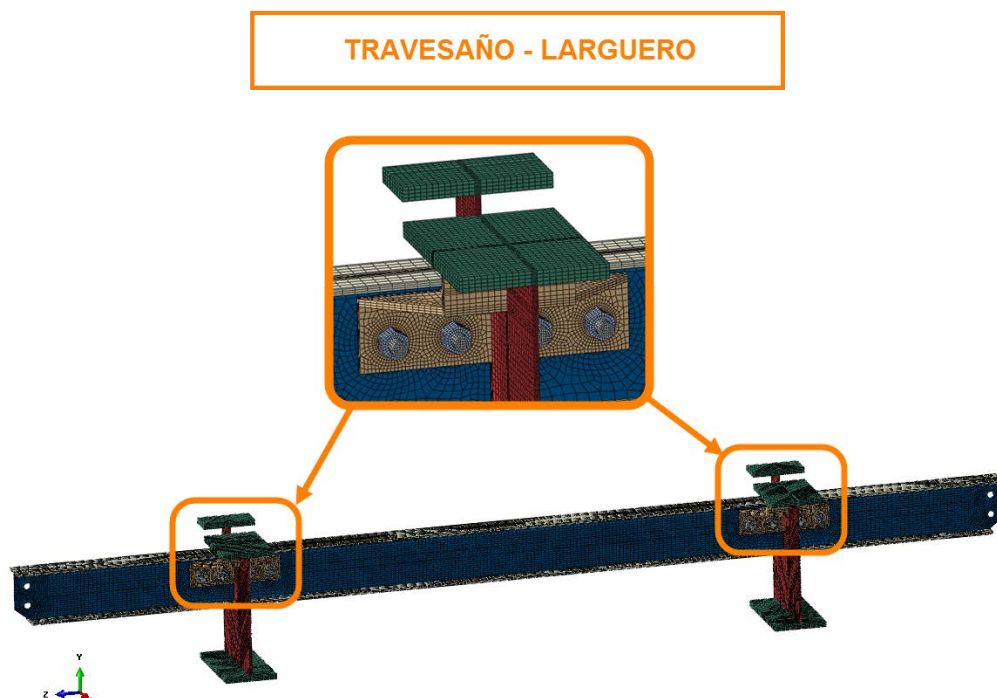


Figura 7.19 – Áreas con uniones atornilladas en el submodelo travesaño - larguero

TRAVESAÑO - LARGUERO

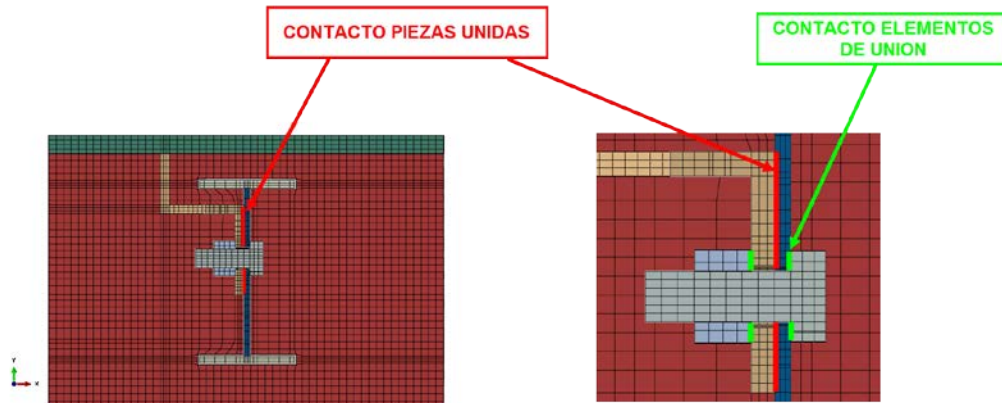


Figura 7.20 – Contactos en el área de unión travesaño – larguero

En esta unión se ha aplicado tres tipos de contactos, dos de ellos debidos a la propia unión atornillada y el restante debido al contacto ente las piezas unidas.

TRABAJO FIN DE GRADO

Los contactos definidos son:

1. **Contacto entre la base de la cabeza del tornillo y la superficie superior de la pieza en contacto con la cabeza del tornillo:** En este caso, al igual que en el submodelo travesaño-banda lateral el contacto entre las dos superficies es del tipo “Tied” por las características ya mencionadas en el apartado 7.1.2.

Como en el submodelo anterior, la superficie esclava está definida por la cara externa inferior de los elementos de la parte inferior de la cabeza del tornillo y la superficie maestra está formada por la cara externa superior de los elementos de la pieza en contacto con el tornillo que rodean al taladro, ver figura 7.21.

TRAVESAÑO - LARGUERO

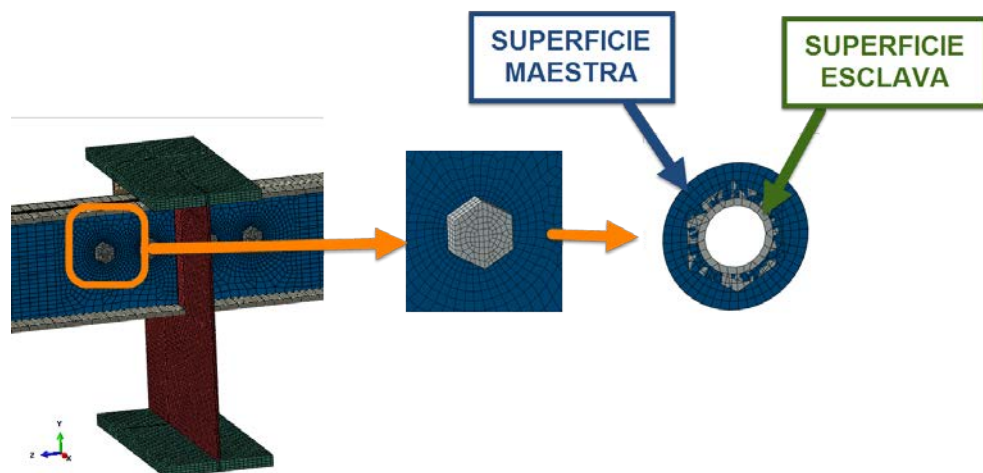


Figura 7.21 – Contacto en la cabeza del tornillo en la unión travesaño – largo

2. **Contacto entre la superficie superior de la tuerca y la superficie inferior de la pieza en contacto con la tuerca:** En este caso también se ha escogido un contacto entre dos superficies del tipo “Tied”, por las características mencionadas en el apartado 7.3.1.

La superficie esclava está formada por la cara exterior de los elementos de la parte superior de la tuerca y la superficie maestra está formada por la cara externa inferior de los elementos de la pieza en contacto con la tuerca, ver figura 7.22.

TRAVESAÑO - LARGUERO

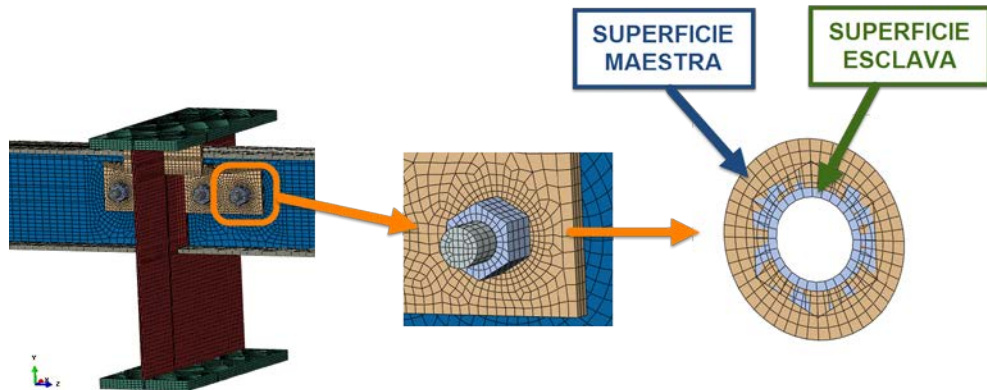


Figura 7.22 – Contacto en la tuerca en la unión travesano – largo

3. **Contacto entre las piezas unidas.** El contacto entre las dos superficies de las piezas unidas es del tipo “Contact Pair”, se ha escogido este contacto por las características mencionadas en el apartado 7.3.1. El coeficiente de rozamiento utilizado también tiene un valor de 0,25 y la tolerancia un valor de 0,02 mm.

En este caso a diferencia del submodelo travesano-banda lateral, se ha utilizado una superficie maestra y una superficie esclava ya que sin esta configuración, se producían interferencias e impedían alcanzar la convergencia en el cálculo.

La superficie maestra está formada por la cara de los elementos del alma del travesano en contacto con la pieza de unión, y la superficie esclava esta forman la cara los elementos de las piezas de unión que están en contacto con el alma del travesano, ver figura 7.23.

TRAVESAÑO - LARGUERO

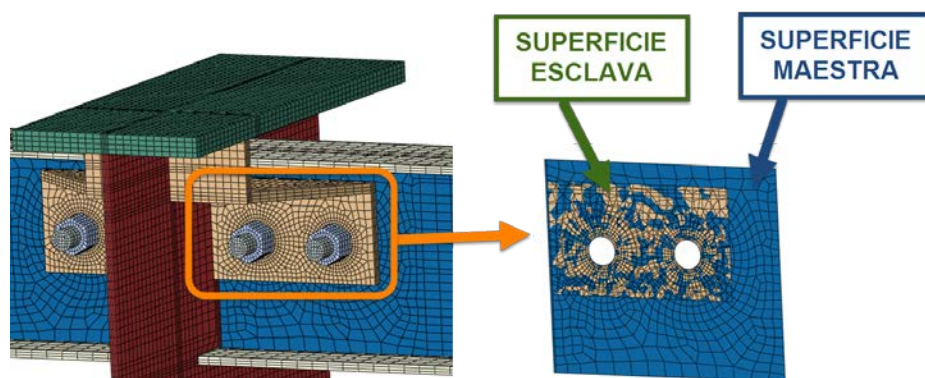


Figura 7.23 – Contacto entre las piezas unidas en la unión travesano– largo

TRABAJO FIN DE GRADO

En este submodelo, tampoco se han definido contactos entre el vástago de tornillo con las caras interiores de los taladros en las piezas, ni con la cara interior de la tuerca, ya que en el cálculo no se producen interferencias entre el vástago y el resto de elementos.

7.2.3 Desplazamientos del modelo global

Al igual que en el submodelo anterior, los nodos conducidos de este submodelo son los mismos a lo largo de todos los cálculos realizados mediante este submodelo. También, como en el caso del submodelo travesaño-banda lateral, el valor de desplazamiento que adquirirá cada nodo dependerá de las características del cálculo realizado. En la *figura 7.24*, podemos ver los nodos conducidos para el submodelo unión travesaño - larguero.

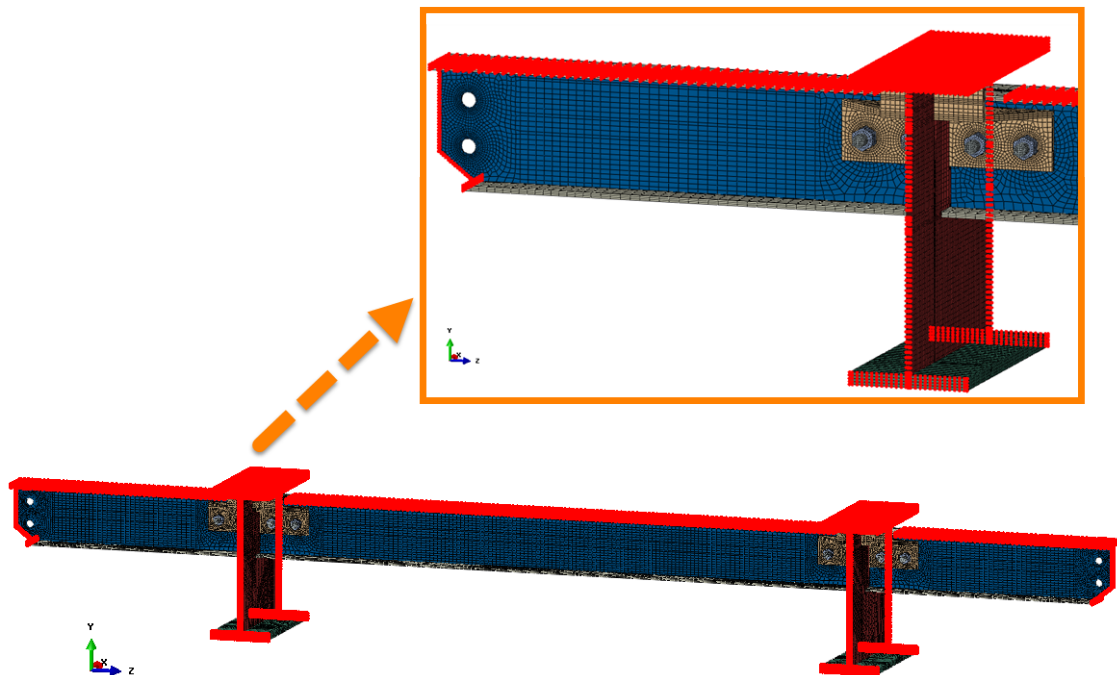


Figura 7.24 – Nodos conducidos en el submodelo travesaño – larguero

También en este caso, los nodos conducidos se encuentran en las regiones de corte donde existiría continuidad de material, como son en los extremos de los largueros (*figura 7.25*).



TRABAJO FIN DE GRADO

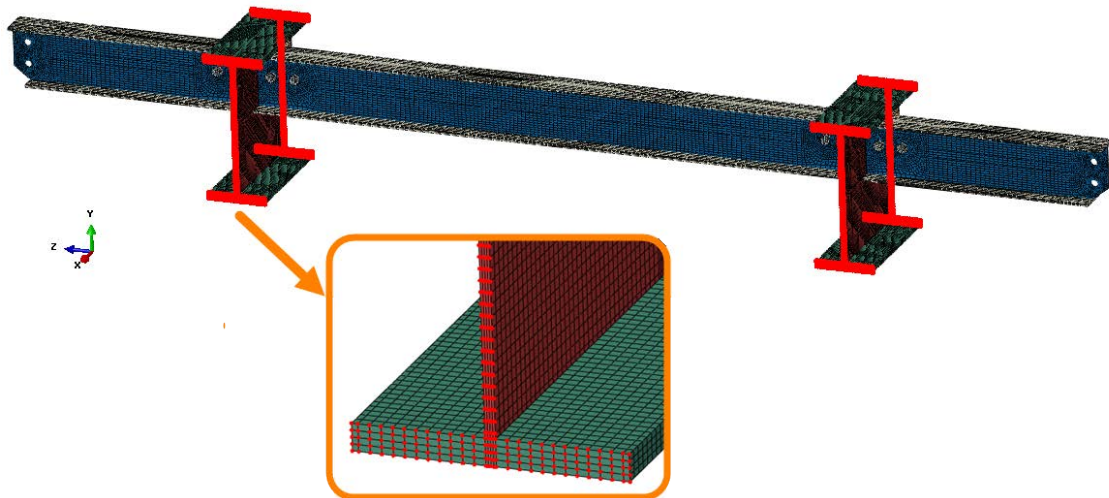


Figura 7.25 – Nodos conducidos por continuidad de material los extremos de los largueros

Además, también se han definido como nodos conducidos los nodos que se encuentran en las zonas sometidas a mayores desplazamientos en el modelo global. Estos nodos forman los elementos que estarían en contacto con el suelo: las alas superiores de los largueros (figura 7.26) y el ala superior del travesaño (figura 7.27).

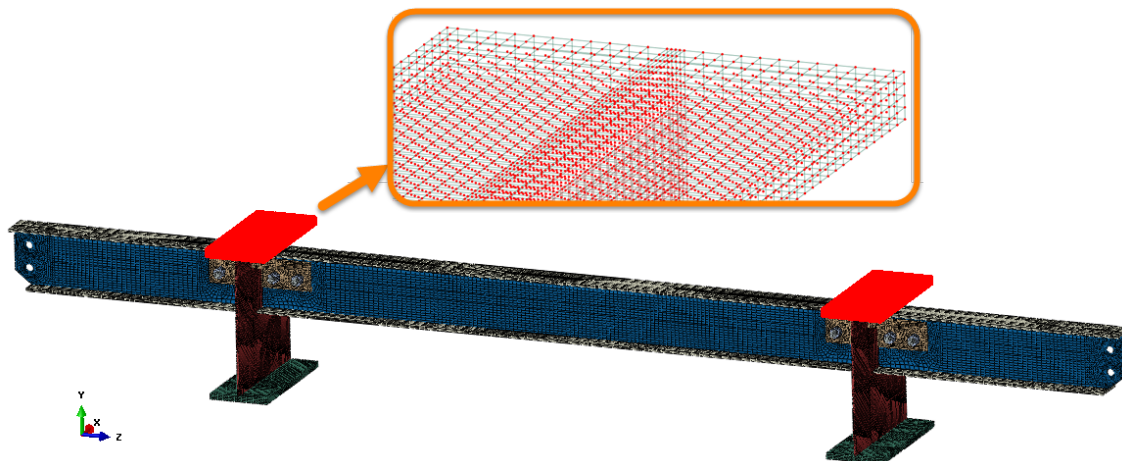


Figura 7.26 – Nodos conducidos en las alas superiores de los largueros

TRABAJO FIN DE GRADO

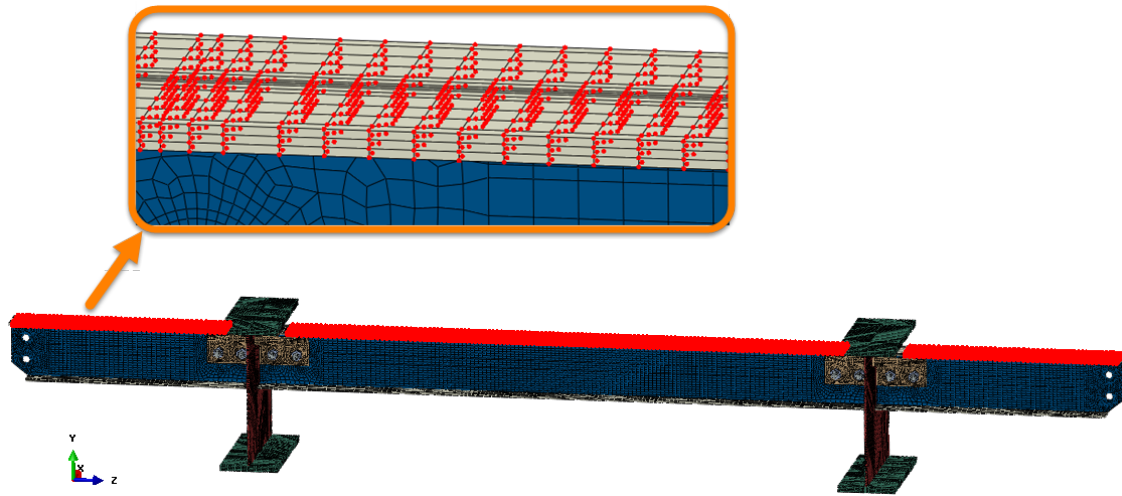


Figura 7.27 – Nodos conducidos en el ala superior del travesaño

Otros nodos muy importantes, son los nodos que se encuentran en el extremo exterior de los travesaños, los cuales irían unidos a las bandas laterales (*figura 7.28*).

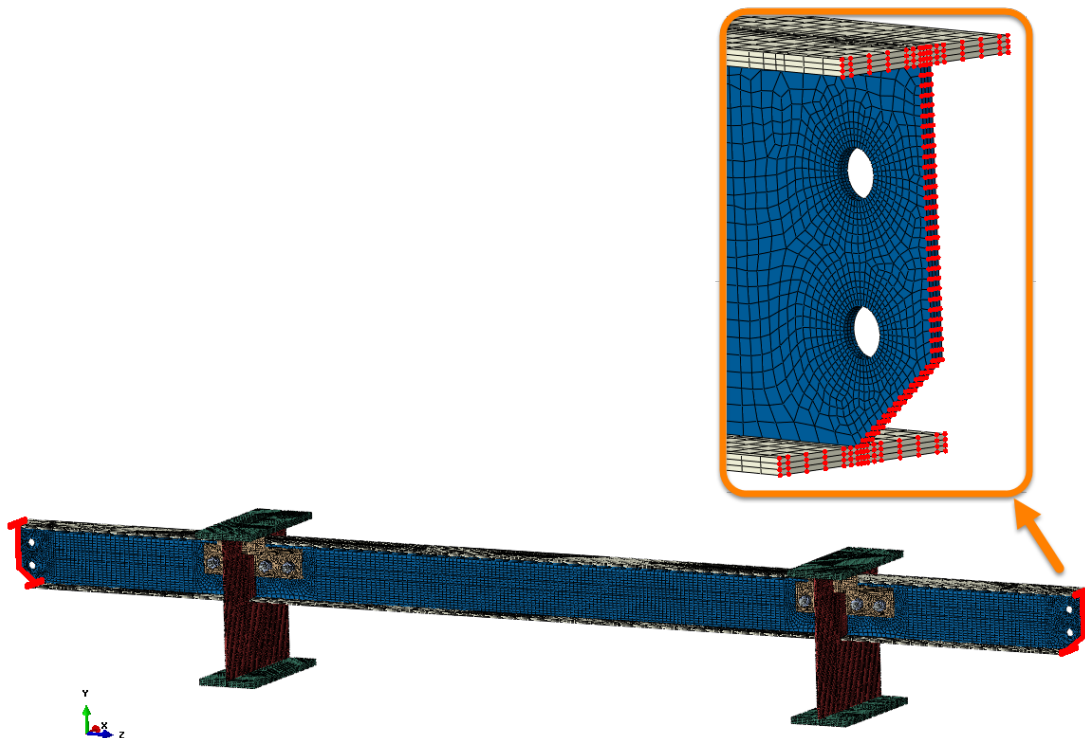


Figura 7.28 – Nodos conducidos en los extremos de los travesaños

TRABAJO FIN DE GRADO

En este submodelo, es muy importante determinar al programa que obtenga los desplazamientos de los nodos conducidos del mismo elemento estructural en modelo global al que se encuentran en el submodelo. Ya que debido a la proximidad entre los elementos estructurales, se podían interpolar valores de nodos pertenecientes a otros elementos y falsear el cálculo. Con lo cual, los nodos conducidos en el alma del travesaño interpolaban sus valores de los desplazamientos y giros del alma del los travesaño del modelo global (*figura 7.29*). Lo mismo sucede con las alas del travesaño (*figura 7.30*), las almas de los largueros (*figura 7.31*) y las alas de los largueros (*figura 7.32*).

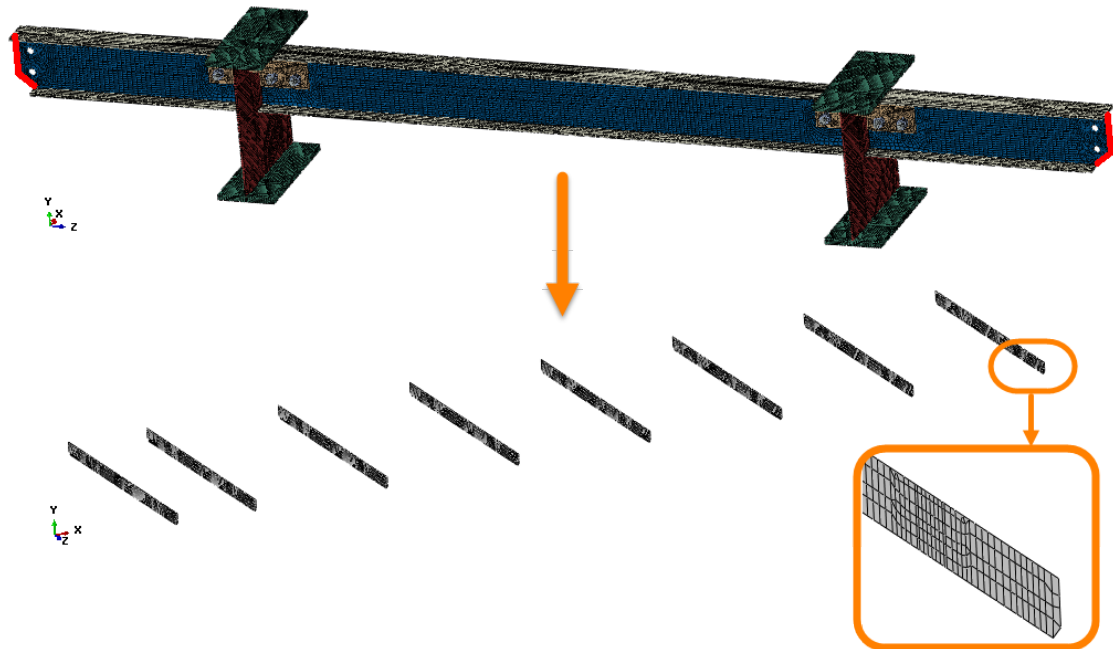


Figura 7.29 – Interpolación de valores a los nodos conducidos del alma de los travesaños



TRABAJO FIN DE GRADO

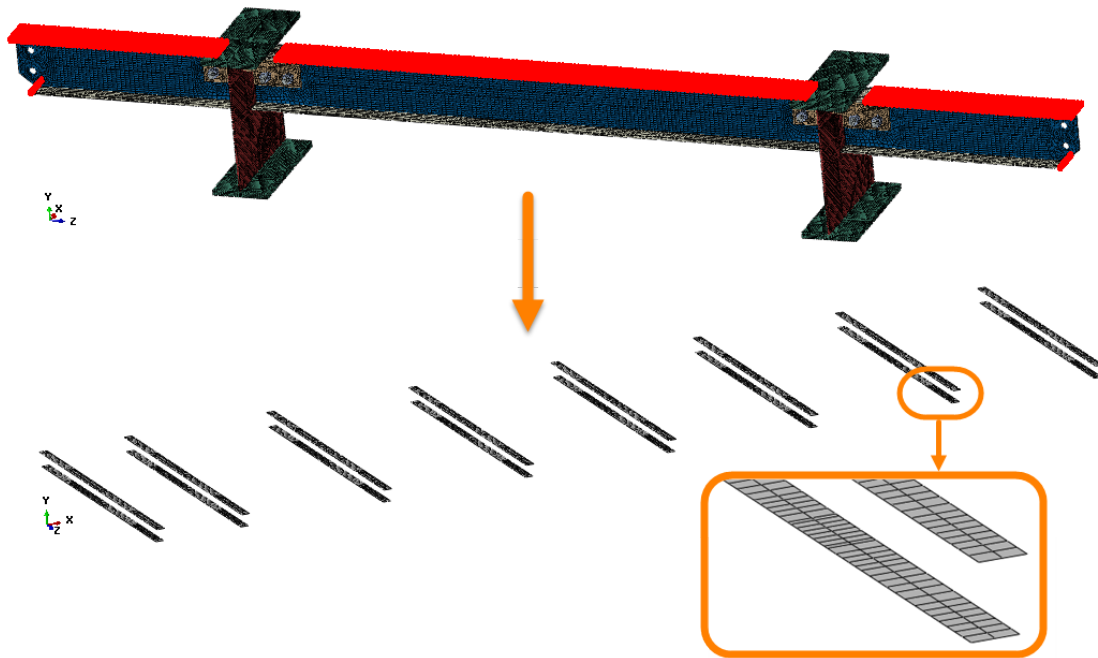


Figura 7.30 – Interpolación de valores a los nodos conducidos de las alas de los travesaños

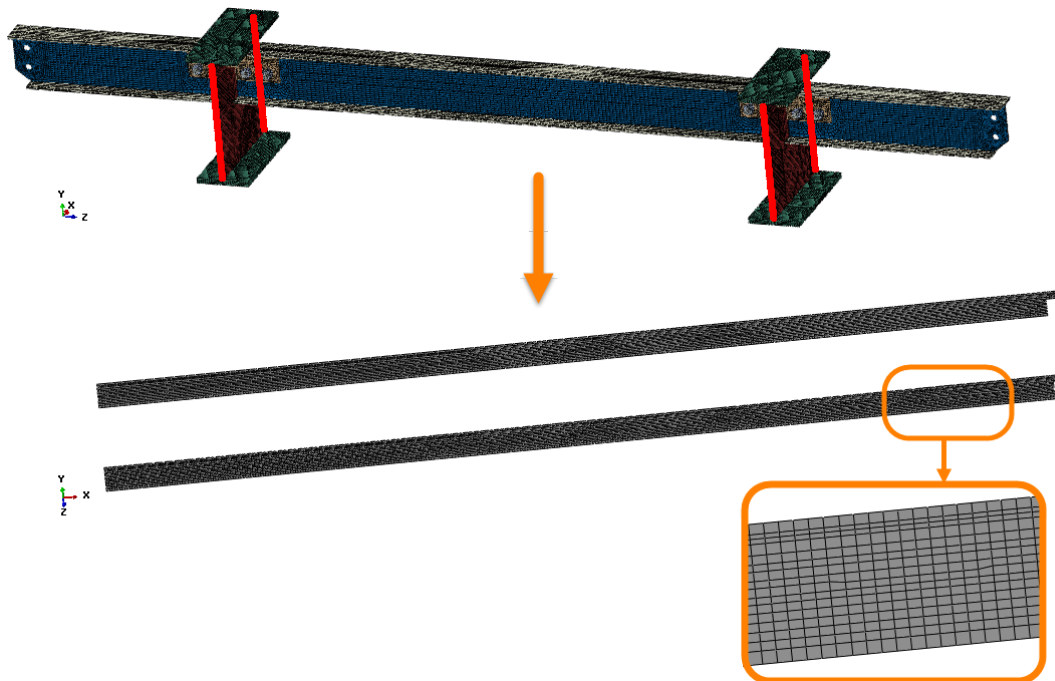


Figura 7.31 – Interpolación de valores a los nodos conducidos del alma de los largueros



TRABAJO FIN DE GRADO

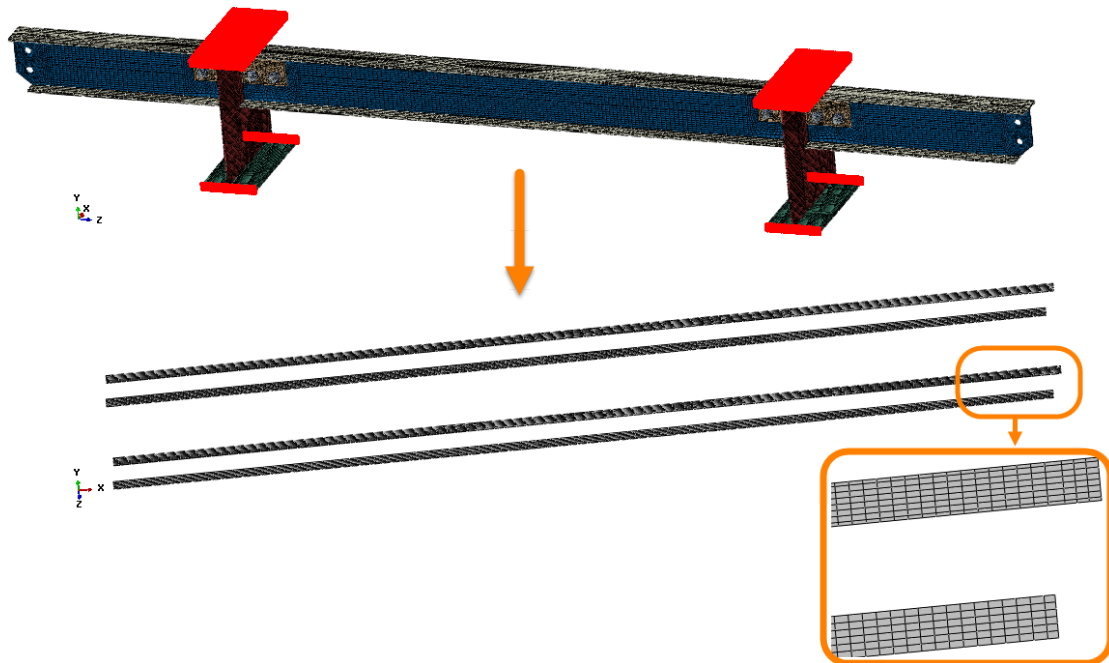


Figura 7.32 – Interpolación de valores a los nodos conducidos de las alas de los largueros

TRABAJO FIN DE GRADO

7.3 Submodelo unión travesaño - larguero (Travesaño 1)

7.3.1 Apriete tornillos

Las uniones atornilladas de este submodelo son completamente iguales a las del submodelo Unión travesaño-larguero. Con lo cual, se ha aplicado de la misma forma el mismo valor de fuerza de apriete, *ver apartado 7.2.1*:

$$F_i = 71587,5 \text{ N}$$

7.3.2 Contacto entre piezas

Como en este submodelo, la geometría de la unión es la misma que la empleada en el submodelo Unión travesaño-larguero, por lo tanto se han aplicado los mismos contactos entre superficies, *ver apartado 7.2.2*.

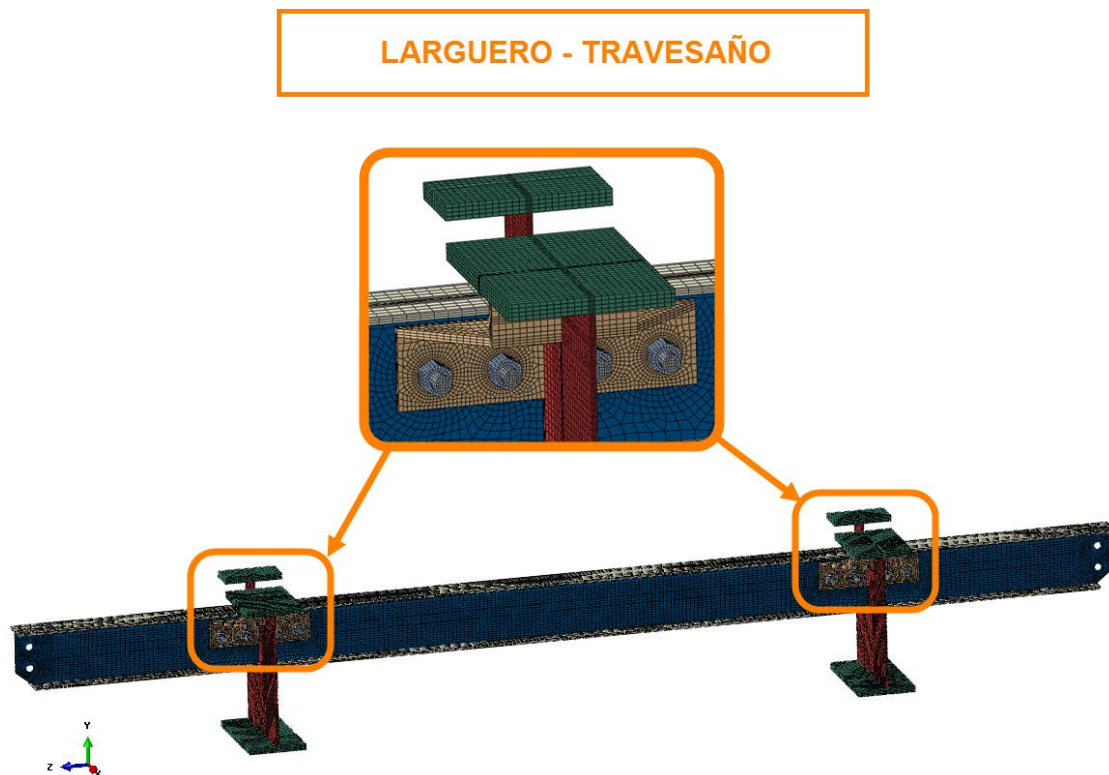


Figura 7.33 – Áreas con uniones atornilladas en el submodelo travesaño – larguero (Travesaño 1)

TRABAJO FIN DE GRADO

7.3.3 Desplazamientos del modelo global

En este submodelo, nos encontramos prácticamente ante la misma geometría que en el submodelo travesaño – larguero. Con lo cual, se ha seguido el mismo criterio que *en apartado 7.2.3* para definir los nodos conducidos en este submodelo, en la *figura 7.34* podemos ver los nodos conducidos.

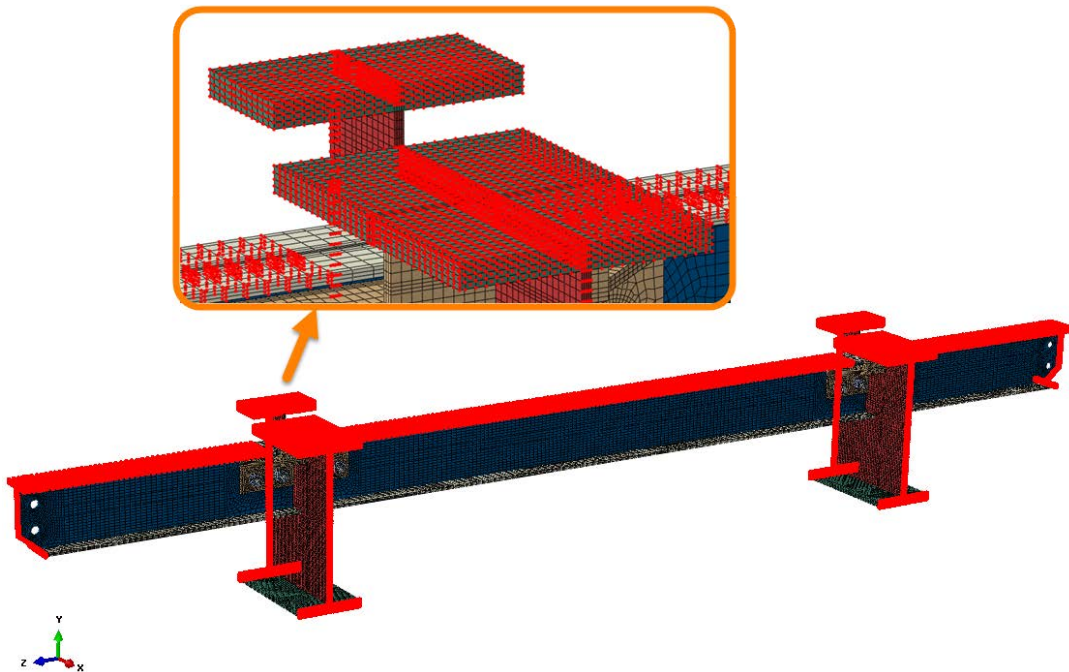


Figura 7.34 – Nodos conducidos en el submodelo travesaño – larguero (Travesaño 1)

TRABAJO FIN DE GRADO

7.4 Submodelo unión larguero

7.4.1 Apriete tornillos

Como se explicó en el apartado 3, en este submodelo nos encontramos dos tipos de uniones atornilladas, por un lado tenemos tornillos de cabeza hexagonal para unir las dos partes en las que se encuentra dividido el larguero, y tornillos avellanados para unir el refuerzo en el ala.

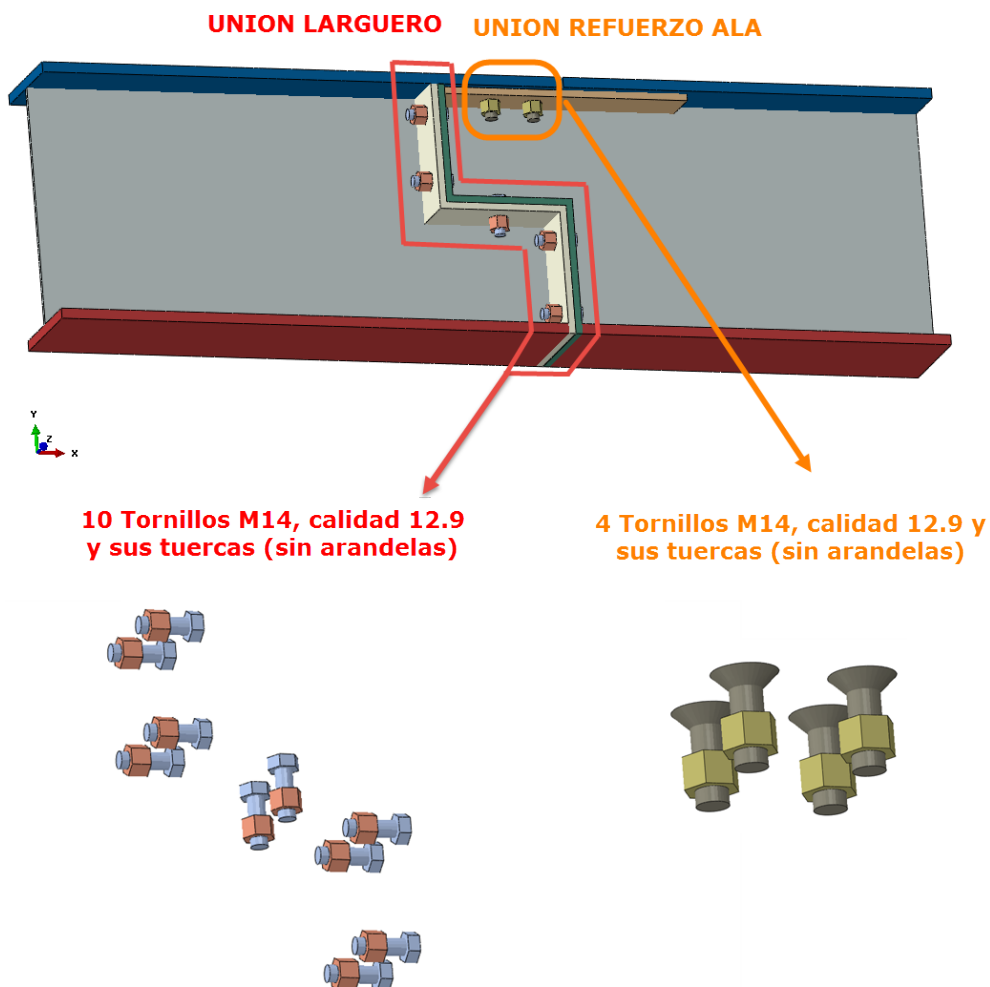


Figura 7.35 – Tornillería empleada en el submodelo unión larguero



TRABAJO FIN DE GRADO

A. Unión larguero:

Los tornillos aplicados en la unión de los largueros son de cabeza hexagonal M14 calidad 12.9 con paso fino de 1,5 mm y tuercas M14 calidad 12 con paso fino. Aplicando las ecuaciones de cálculo del apriete [1], y los valores característicos para este tipo de tornillos y tuercas [12] obtenemos:

$$\begin{aligned} F_p &= A_t \cdot S_p \\ F_i &= 0,75 \cdot F_p \end{aligned}$$

Cuyos valores de A_t y S_p para este tipo de tornillos son [12]:

- $A_t = 125 \text{ mm}^2$
- $S_p = 970 \text{ MPa}$

Con lo cual el valor de apriete necesario sobre la tuerca y el tornillo es:

$$\begin{aligned} F_p &= A_t \cdot S_p = 125 \text{ mm}^2 \cdot 970 \text{ MPa} = 121250 \text{ N} \\ F_i &= 0,75 \cdot F_p = 0,75 \cdot 121250 = 90937,5 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_i = 90937,5 \text{ N}$$

Esta fuerza de apriete, al igual que el resto de casos donde se ha utilizado tornillos de cabeza hexagonal, se ha repartido como fuerza nodal de tracción en el extremo del espárrago de cada tornillo y como fuerza nodal de compresión en la cara exterior de cada tuerca (*figura 7.1*).

B. Unión refuerzo ala:

En este caso, a diferencia de todos los casos anteriores, los tornillos utilizados en la unión son de cabeza avellanada M14 calidad 12.9 con paso fino de 1,5 mm y tuercas M14 calidad 12 con paso fino. Por lo cual, por medio de las ecuaciones características [1], y los valores para este tipo de tornillos [2] obtenemos como valor de apriete:

$$\begin{aligned} F_p &= A_t \cdot S_p \\ F_i &= 0,75 \cdot F_p \end{aligned}$$

TRABAJO FIN DE GRADO

Cuyos valores de A_t y S_p conocemos [2]:

- $A_t = 148,05 \text{ mm}^2$
- $S_p = 970 \text{ MPa}$

Con lo cual el valor de apriete necesario sobre la tuerca y el tornillo es:

$$F_p = A_t \cdot S_p = 148,05 \text{ mm}^2 \cdot 970 \text{ MPa} = 143608,5 \text{ N}$$

$$F_i = 0,75 \cdot F_p = 0,75 \cdot 143608,5 = 107706,4 \text{ N}$$

$$F_i = 107706,4 \text{ N}$$

En este caso, a pesar de tratarse de otro tipo de tornillos, se ha utilizado el mismo criterio que el empleado en la uniones mediante tornillos de cabeza hexagonal para aplicar las fuerzas de apriete. Por lo cual, esta fuerza se ha repartido como fuerza nodal de tracción en el extremo del espárrago de cada tornillo y como fuerza nodal de compresión en la cara exterior de cada tuerca (figura 7.36).

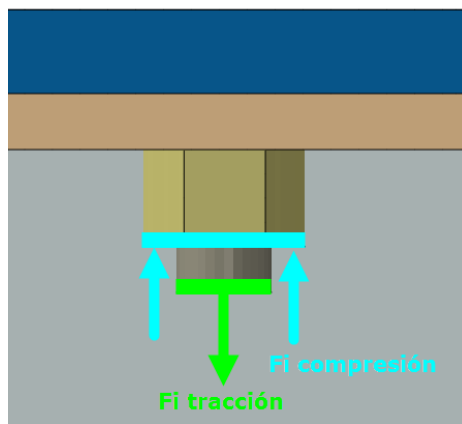


Figura 7.36 Fuerza de apriete en el submodelo unión larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

7.4.2 Contacto entre piezas

En este submodelo, nos encontramos dos áreas con uniones atornilladas diferentes: la unión larguero-pieza de unión y la unión ala larguero-chapa de refuerzo, ver figura 7.37. En ambas uniones nos encontramos dos zonas donde se producen contactos: en la unión atornillada y entre las piezas unidas, ver figuras 7.38 y 7.39.

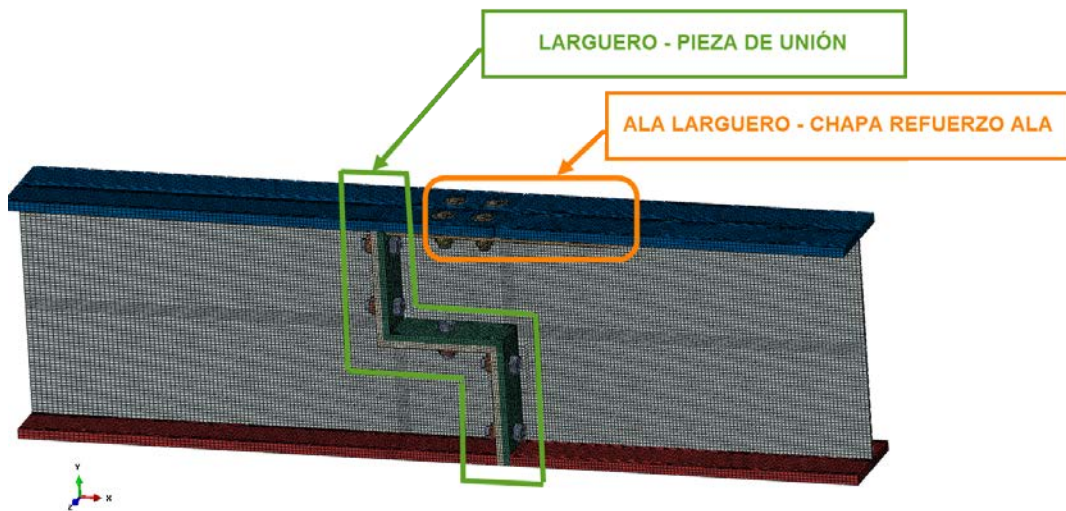


Figura 7.37 – Áreas con uniones atornilladas en el submodelo unión larguero

LARGUERO- PIEZA DE UNIÓN

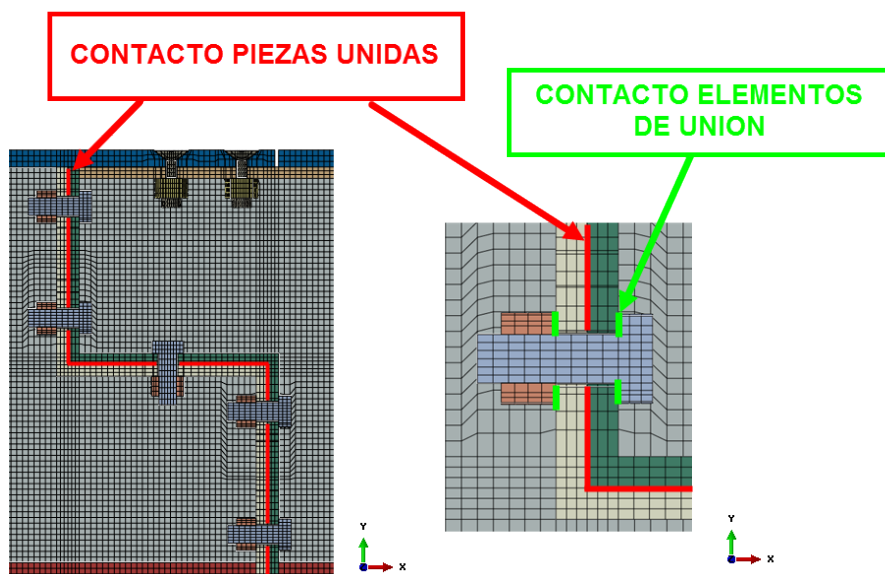


Figura 7.38 – Contactos en el área de unión larguero – pieza de unión

ALA LARGUERO- CHAPA REFUERZO ALA

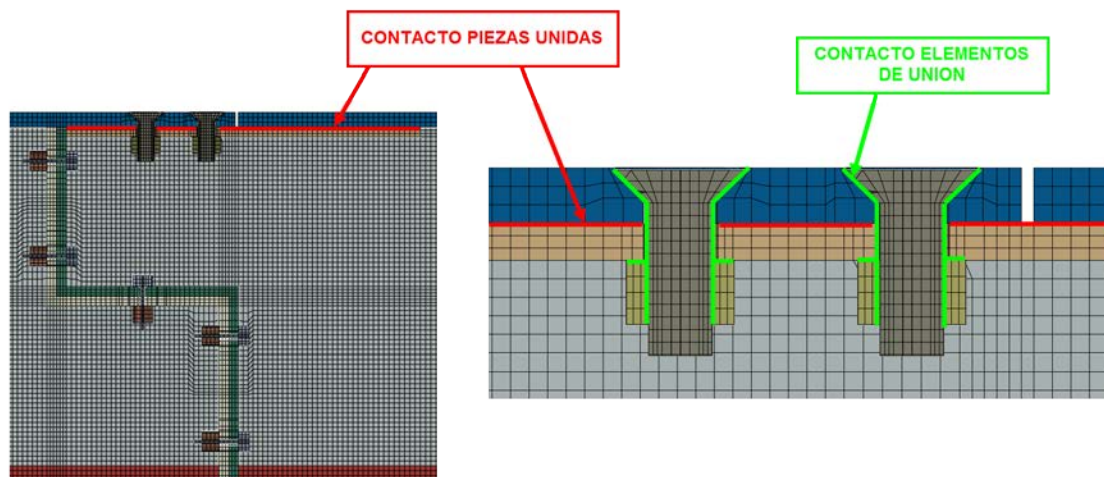


Figura 7.39 – Contactos en el área de unión alma larguero – chapa refuerzo ala

En este caso, para cada área atornillada nos encontramos diferentes tipos de tornillos, con lo cual, se han utilizado los mismos tipos contactos en cada área pero adaptados a la geometría de cada tornillo. Concretamente, en cada unión hay cuatro tipos de contactos, tres de ellos debidos a la propia unión atornillada y el restante al contacto ente las piezas unidas.

Los contactos definidos son:

1. **Contacto entre la base de la cabeza del tornillo y la superficie superior de la pieza en contacto con la cabeza del tornillo.** En este caso al igual que en el resto de submodelos, se ha escogido un contacto rígido “Tied” entre dos superficies. En ambas uniones atornilladas la superficie esclava está definida por la cara externa inferior de los elementos de la parte inferior de la cabeza del tornillo y la superficie maestra está formada por la cara externa superior de los elementos de la pieza en contacto con el tornillo que rodean al taladro.

Hay que tener en cuenta que en la unión larguero-pieza de unión, utilizamos tornillos de cabeza hexagonal, y en la unión ala larguero–chapa refuerzo son de tipo avellanado. Con lo cual, las superficies de contacto se han definido teniendo en cuenta las diferencias geométricas de ambos tipos de tornillos, ver figuras 7.40 y 7.41.

ALA LARGUERO- CHAPA REFUERZO ALA

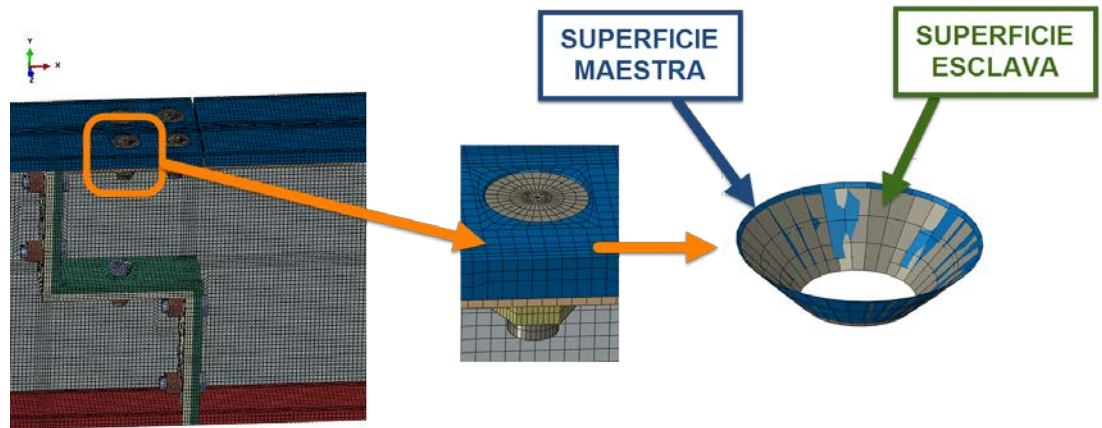


Figura 7.40 – Contacto en la cabeza del tornillo en la unión ala larguero – chapa refuerzo ala

LARGUERO- PIEZA DE UNIÓN

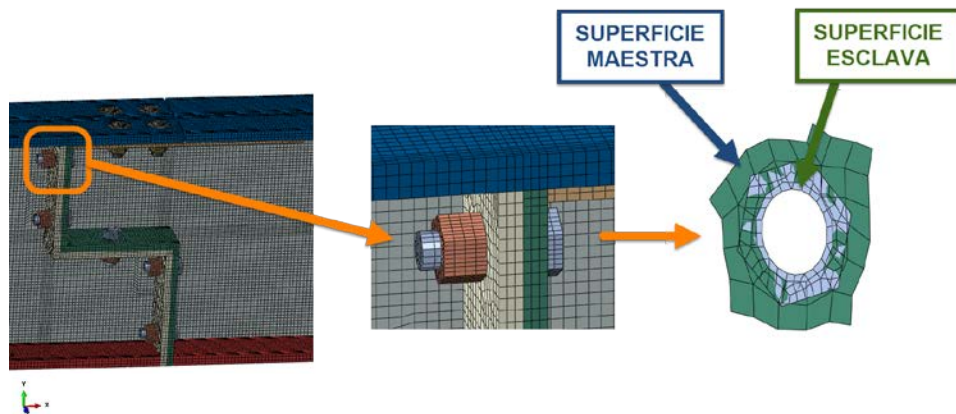


Figura 7.41 – Contacto en la cabeza del tornillo en la unión larguero – pieza de unión

2. **Contacto entre la superficie superior de la tuerca y la superficie inferior de la pieza en contacto con la tuerca.** En este contacto también es del tipo rígido “Tied” entre dos superficies. Para este contacto en ambas uniones atornilladas, la superficie esclava está formada por la cara exterior de los elementos de la parte superior de la tuerca y la superficie maestra está formada por la cara externa inferior de los elementos de la pieza en contacto con la tuerca.

Debido a que la geometría de la tuerca en ambas uniones es la misma, no hay que tener en cuenta las diferencias geométricas como las que se dan en el contacto 1. En las siguientes figuras 7.42 y 7.43 se pueden ver los contactos de las tuercas para ambas uniones.

LARGUERO- PIEZA DE UNIÓN

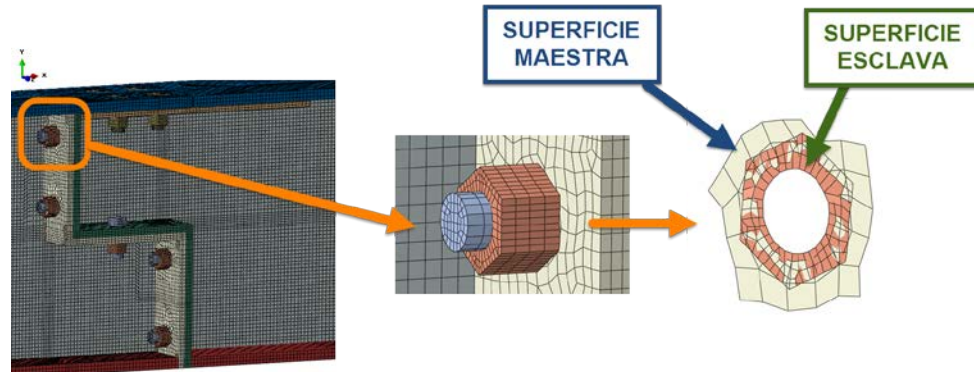


Figura 7.42 – Contacto en la tuerca en la unión ala larguero – chapa refuerzo ala

ALA LARGUERO- CHAPA REFUERZO ALA

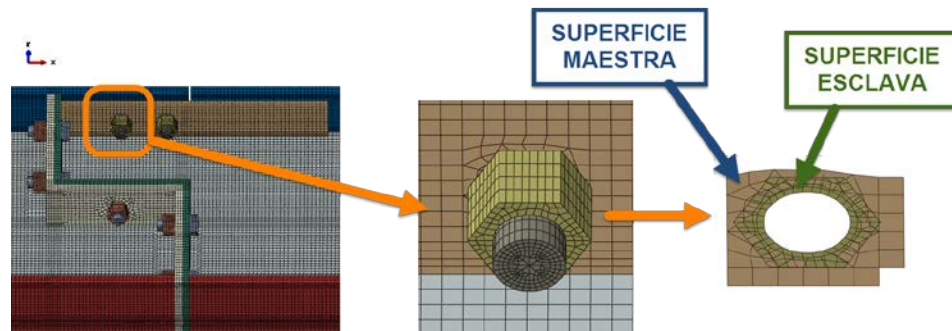


Figura 7.43 – Contacto en la tuerca en la unión ala larguero – chapa refuerzo ala

3. **Contacto entre las piezas unidas.** Al igual que en todos los contactos anteriores entre las piezas unidas, se ha utilizado un contacto del tipo “Contact Pair” en ambas uniones atornilladas con un coeficiente de rozamiento de 0,25 y una tolerancia de 0,02 mm de separación entre superficies.

Al no producirse interferencias en este submodelo se ha utilizado una superficie maestra y nodos esclavos. En la unión larguero-pieza de unión, la superficie maestra está formada por la cara de los elementos de la pieza de unión del tramo delantero en contacto con la pieza de unión del tramo trasero, y los nodos esclavos son los nodos que forman la cara los elementos de las piezas de unión del tramo trasero que están en contacto con la pieza de unión del tramo delantero, figura 7.44.

LARGUERO- PIEZA DE UNIÓN

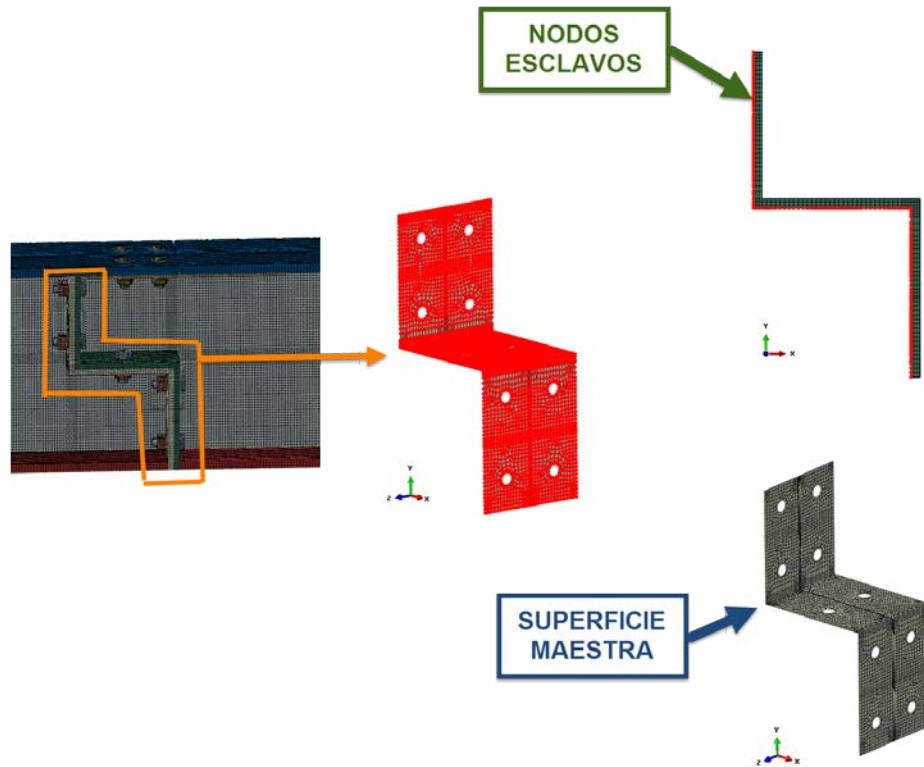


Figura 7.44 – Contacto entre las piezas unidas en la unión larguero – pieza de unión

En la unión ala larguero-chapa refuerzo ala, la superficie maestra está formada por la cara de los elementos del ala del larguero del tramo delantero en contacto con la chapa de refuerzo, y los nodos esclavos son los nodos que forman la cara los elementos de las chapa de refuerzo que están en contacto con el ala del tramo delantero, *ver figura 7.45*.

ALA LARGUERO- CHAPA REFUERZO ALA

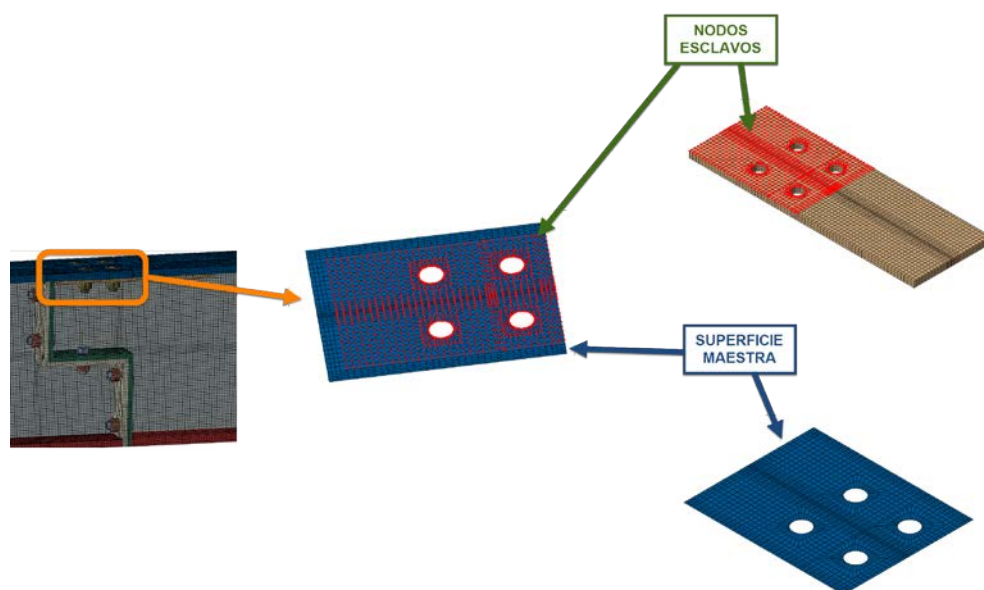


Figura 7.45 – Contacto entre las piezas unidas en la unión ala larguero – chapa refuerzo ala

Hay que recordar, que como se especifico en el *apartado 1.1.1*, la chapa de refuerzo va soldada al ala del tramo trasero del travesaño, por eso no existen contactos en esta zona.

4. **Contacto entre el vástago del tornillo y la cara interior de los talados en las piezas de unión, y entre el vástago del tronillo con la cara interior de la tuerca.** Para las superficies en contacto con el vástago de los tornillos se ha utilizado un contacto del tipo Contact Pair con un valor de rozamiento de de 0,25 y una tolerancia de 0,02 mm en ambas uniones atornilladas. Este contacto, evita las interferencias que se producían sin él, las cuales imposibilitarían la convergencia del cálculo.

Para ambas uniones, se ha utilizado una superficie maestra y nodos esclavos. En la unión larguero-pieza de unión, la superficie maestra está formada por la cara externa de los elementos que forman el vástago del tornillo. Por otro lado, los nodos esclavos son los nodos que forman la cara interna de los taladros en ambas piezas de unión, más los nodos de la cara interna de la tuerca correspondiente, ver *figura 7.46*.

LARGUERO- PIEZA DE UNIÓN

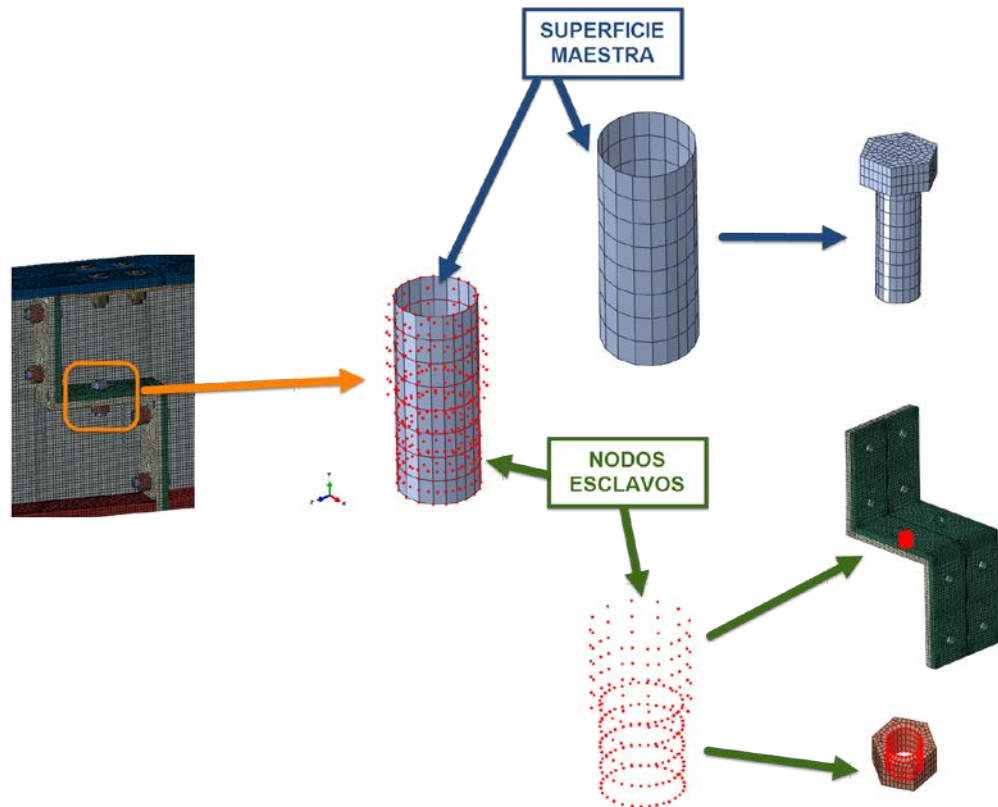


Figura 7.46 – Contacto con el vástago del tornillo en la unión larguero – pieza de unión

En la unión ala larguero-chapa refuerzo ala, se ha utilizado el mismo criterio que para la “unión larguero-pieza de unión”, pero adaptándose a la geometría específica del tornillo avellanado. La superficie maestra está formada por la cara externa de los elementos que forman el vástago del tornillo. Los nodos esclavos, son los nodos que forman la cara interna de los taladros en la chapa de refuerzo y en el ala, más los nodos de la cara interna de la tuerca correspondiente, *ver figura 7.47*.

ALA LARGUERO- CHAPA REFUERZO ALA

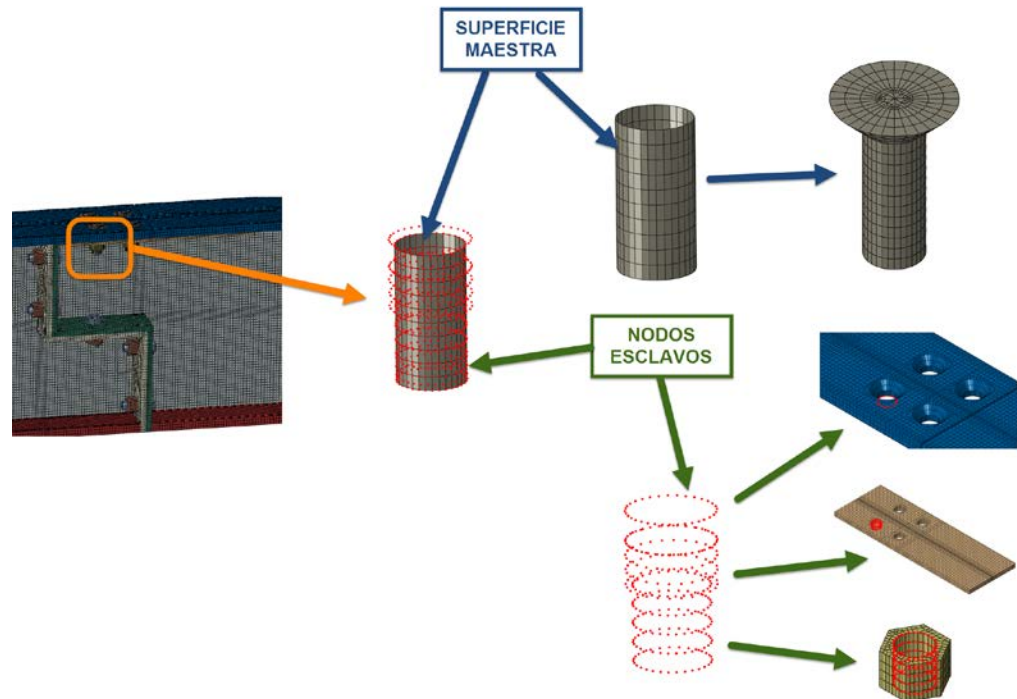


Figura 7.47 – Contacto con el vástago del tornillo en la unión ala larguero – chapa refuerzo ala

TRABAJO FIN DE GRADO

7.4.3 Desplazamientos del modelo global

Este submodelo solo se utiliza en un cálculo, pero podría usarse en diferentes cálculos en diferentes posiciones geométricas, al igual que ocurre en los otros submodelos. También como en los casos anteriores, el valor de desplazamiento que adquirirá cada nodo dependerá de las características de cálculo realizado. Los nodos conducidos se encuentran especificados en la *figura 7.48*.

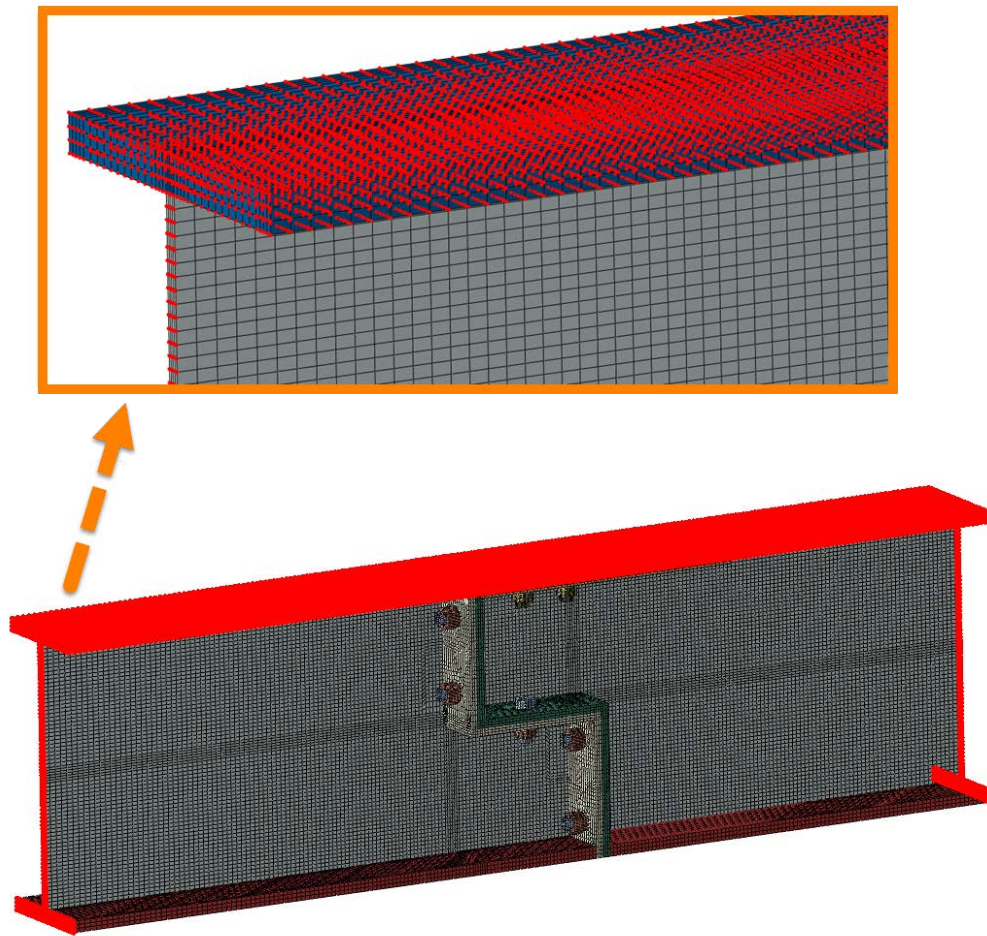


Figura 7.48 – Nodos conducidos en el submodelo – larguero

También en este caso, los nodos conducidos se encuentran en las regiones donde existiría continuidad de material como son los extremos de los largueros (*figura 7.49*), y en las zonas con mayores desplazamientos como son las zonas de contacto con el suelo, es decir el ala superior del larguero (*figura 7.50*).

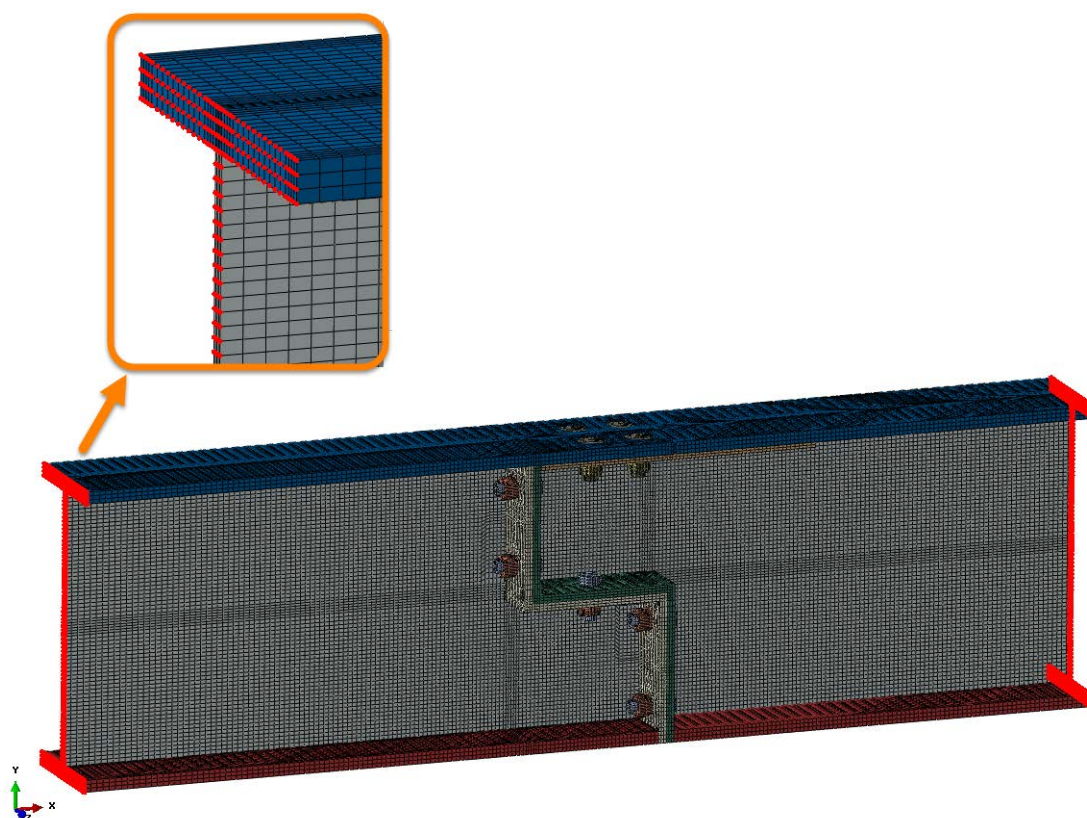


Figura 7.49 – Nodos conducidos en los extremos de larguero

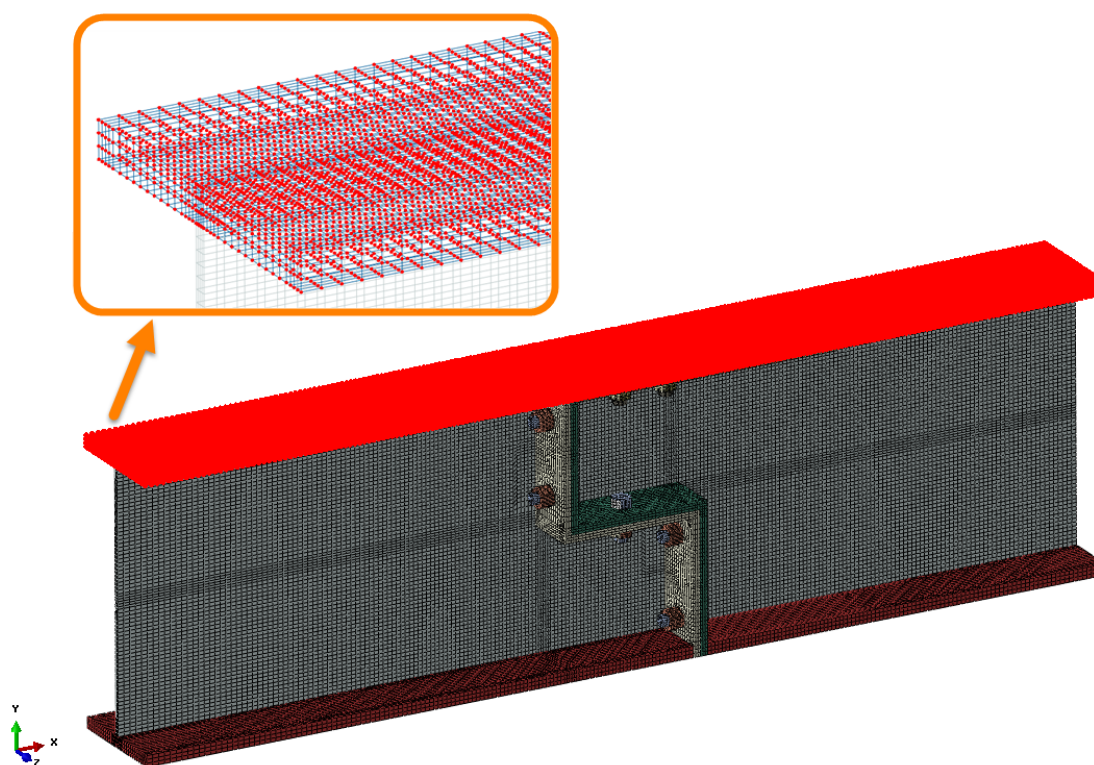


Figura 7.50 - Nodos conducidos en el ala superior del larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

Al igual que en todos los casos anteriores, se han establecido las condiciones para que en el cálculo el programa obtenga los desplazamientos de los nodos conducidos del mismo elemento estructural en modelo global al que se encuentran en el submodelo. Con lo cual, los nodos conducidos en el alma del larguero del submodelo interpolaran sus valores de los desplazamientos y giros del alma de larguero en modelo global (*figura 7.51*) y lo mismo sucede con las alas (*figura 7.52*).

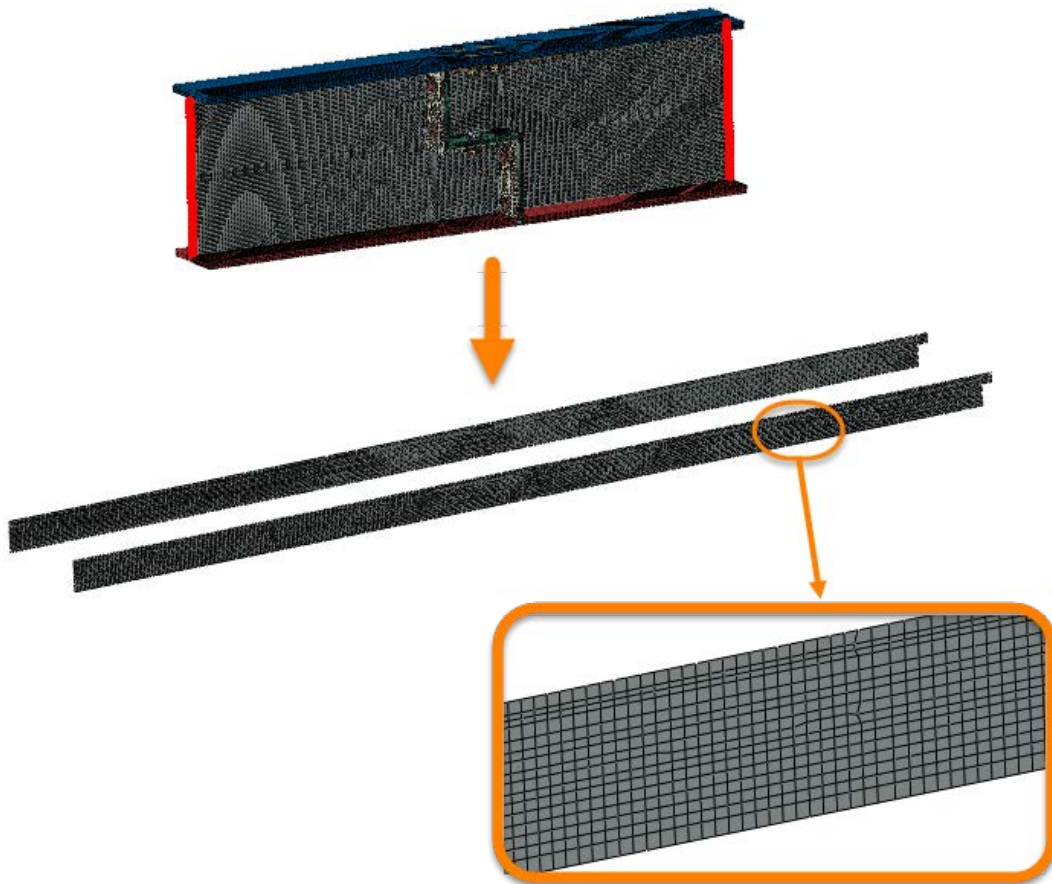


Figura 7.51 – Interpolación de valores a los nodos conducidos del alma de los largueros

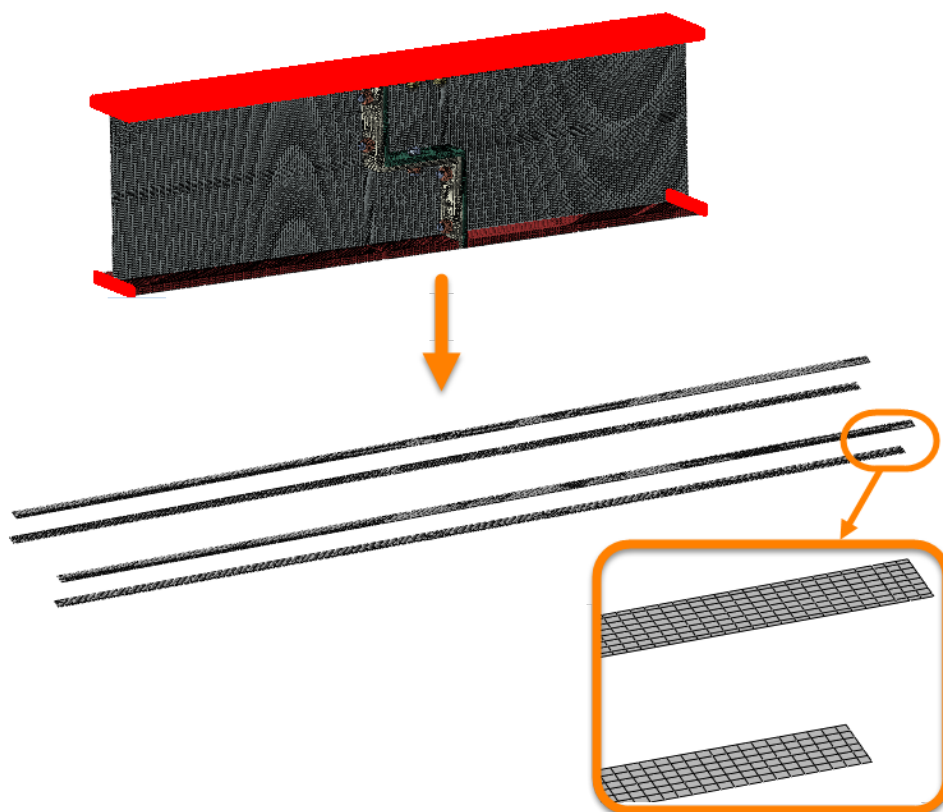


Figura 7.52 – Interpolación de valores a los nodos conducidos del ala de los largueros



8. Verificación de condiciones de contorno

Previo al análisis de los resultados obtenidos en los submodelos, se ha verificado que la interpolación de resultados desde el modelo global al submodelo se ha realizado de forma correcta.

El proceso de verificación, ha consistido en comprobar que los desplazamientos del submodelo coinciden con los desplazamientos en los elementos Shell del modelo global que equivaldrían a la geometría y partes del submodelo. Para ello, se ha creado un grupo de visualización en el cual solo aparecen los elementos Shell del modelo global que equivaldrían al submodelo, y posteriormente se ha realizado una comparativa de desplazamientos totales U . La comparación de desplazamientos se ha realizado para todos los casos de todos los submodelos analizados.

Debido a que el mallado del modelo global tiene un tamaño de elemento superior al del submodelo, el grupo de visualización no tiene unas dimensiones identificas a las del submodelo pero son lo más próximas posibles.

En esta comparativa, se ha observado que la interpolación de resultado ha sido correcta puesto que el valor máximo de desviación para todos los desplazamientos analizados es inferior a 1 milímetro lo cual es un valor muy pequeño en comparación con las dimensiones de los submodelo. Además, hay que tener en cuenta que las dimensiones son ligeramente diferentes con lo cual introduce unos valores mínimos de error.

A continuación podemos, ver una serie de imágenes y tablas comparativas de los desplazamientos totales U para cada caso analizado mediante submodelos. Las tablas e imágenes comparativas de los componentes U_1 (Eje x), U_2 (Eje Y) y U_3 (Eje Z) en las que se divide los desplazamientos totales U se encuentran en el *Anexo F*.



TRABAJO FIN DE GRADO

8.1 Verificación submodelo unión travesaño - banda lateral

Para este submodelo, nos encontramos una desviación máxima de 0,8 mm en la caso de carga 5 (Escalón 150 mm en rueda trasera), el cual es un valor aceptable si tenemos en cuenta las dimensiones del submodelo. En la *tabla 8-1* del apartado 8.1.1 aparecen los valores máximos y mínimos de desplazamiento en el submodelo y en el grupo de visualización del modelo global. Además, también aparece la desviación en valor absoluto entre ambos ($|U \text{ diferencia}|$).

Del apartado 8.1.2 al 8.1.6, podemos ver la comparativa de modelado y de desplazamientos totales entre el grupo de visualización del modelo global y el submodelo para todos los casos de carga analizados.

8.1.1 Tabla comparativa

SUBMODELO UNIÓN TRAVESAÑO - BANDA LATERAL						
Casos y posición más desfavorable	Desplazamiento total					
	U Global (mm)		U Submodelo (mm)		U diferencia (mm)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min
9-Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 8	192,4	144,5	192,6	144,6	0,2	0,1
5-Escalón 150 mm detrás / Larguero B - Travesaño 8	123,6	60,75	124,4	60,6	0,8	0,15
5-Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4	26,97	23,27	26,84	23,24	0,13	0,03
9-Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 7	126,6	94,71	126,6	94,76	0	0,05
3-Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8	85,17	70,87	85,05	70,8	0,12	0,07

Tabla 8-1 – Comparación de desplazamientos entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

TRABAJO FIN DE GRADO

8.1.2 Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 8

- *Comparativa modelado:*

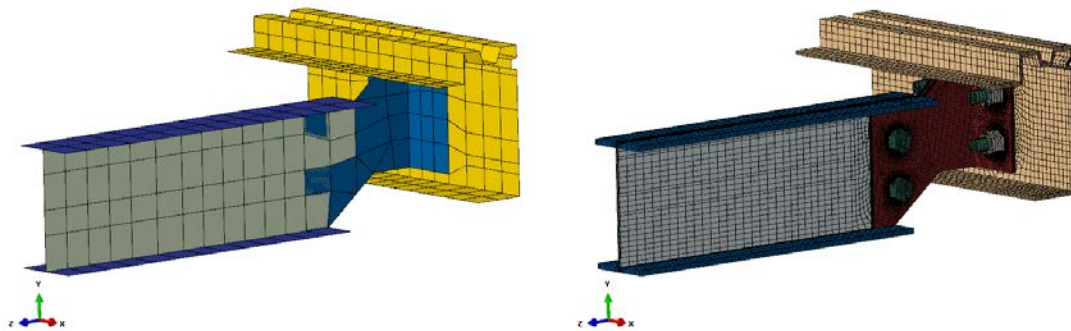


Figura 8.1 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

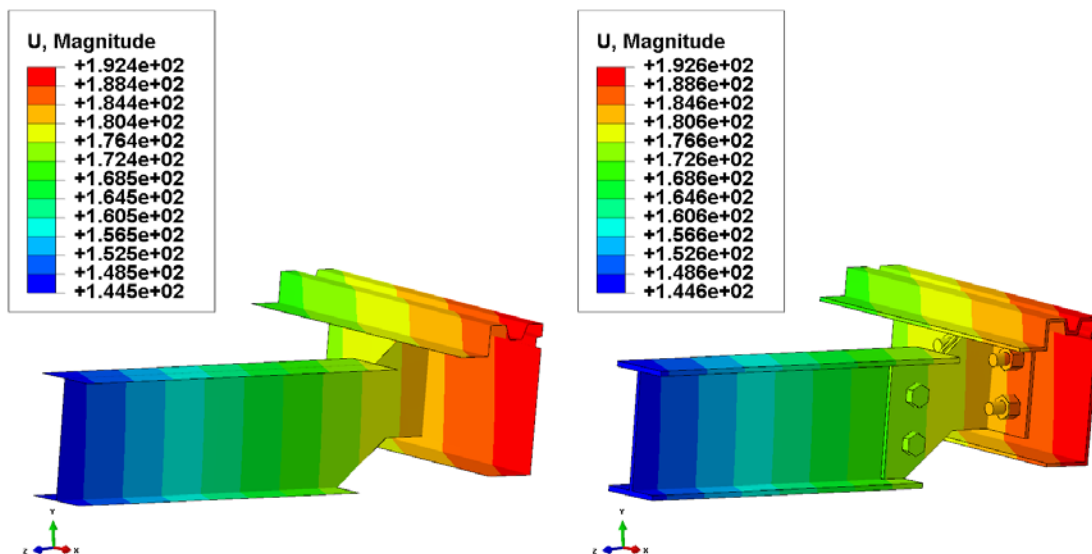


Figura 8.2 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

8.1.3 Escalón 150 mm detrás / Larguero B - Travesaño 8

- *Comparativa modelado:*

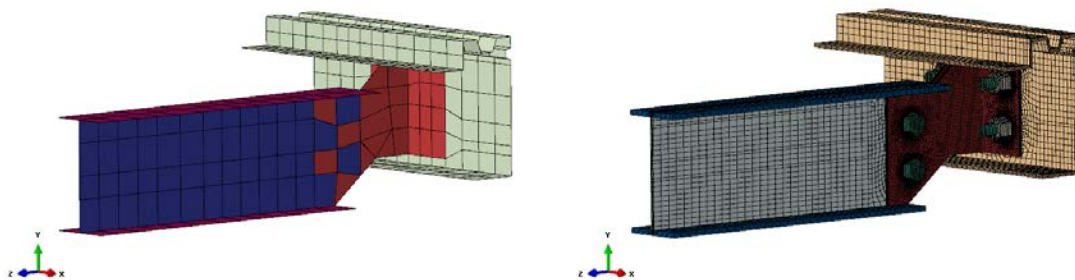


Figura 8.3 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

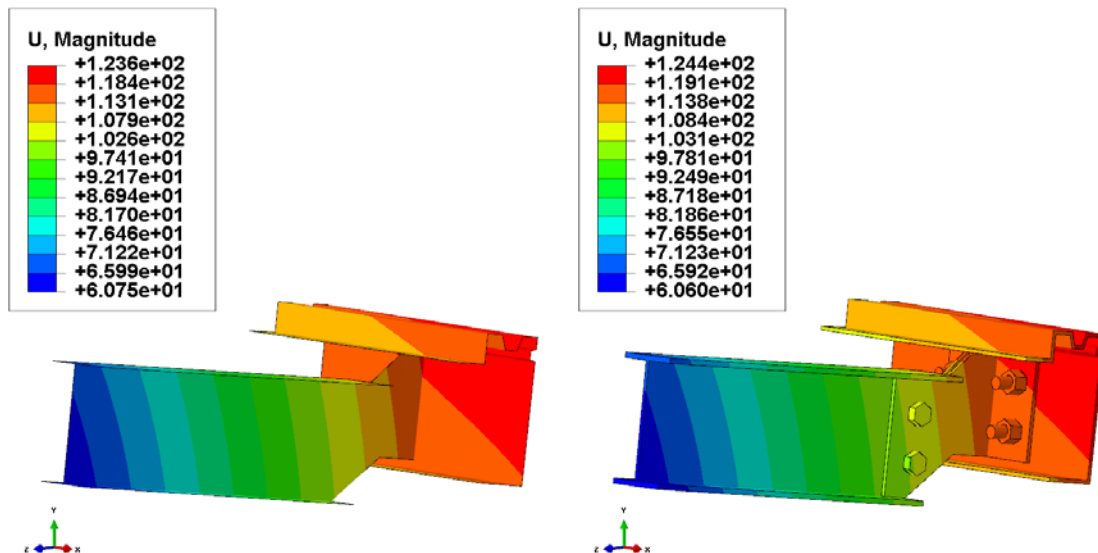


Figura 8.4 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

TRABAJO FIN DE GRADO

8.1.4 Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4

- *Comparativa modelado:*

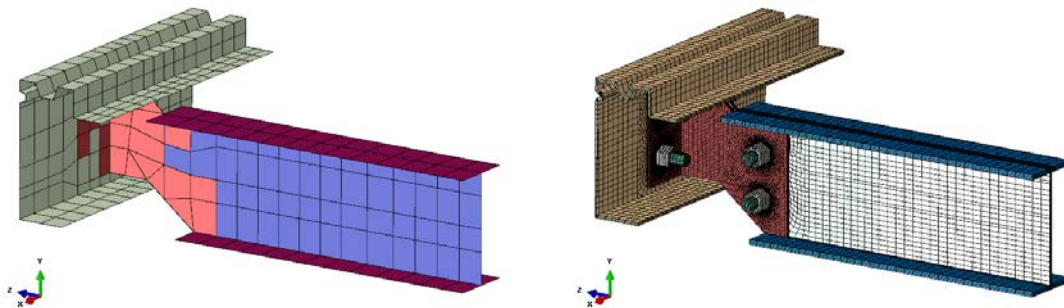


Figura 8.5 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

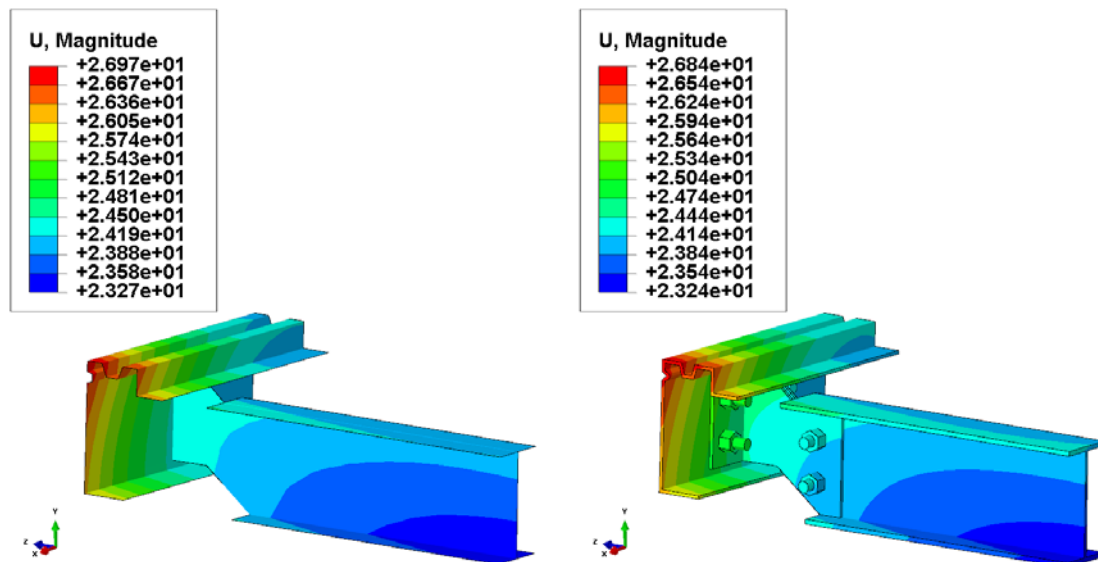


Figura 8.6 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

TRABAJO FIN DE GRADO

8.1.5 Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 7

- *Comparativa modelado:*

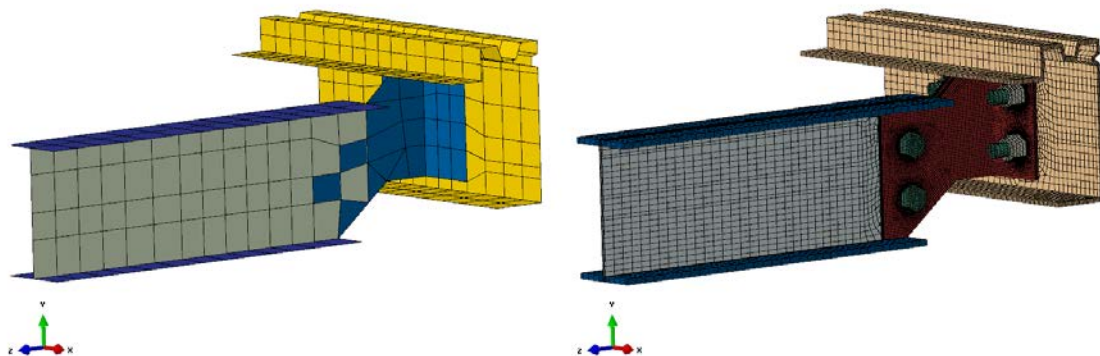


Figura 8.7 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

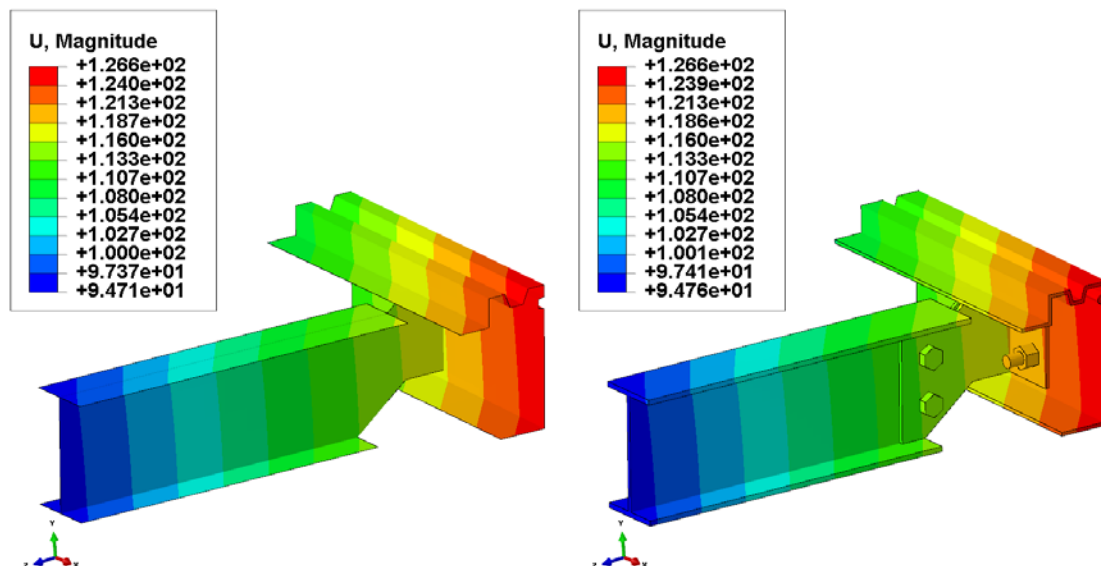


Figura 8.8 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

TRABAJO FIN DE GRADO

8.1.6 Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8

- *Comparativa modelado:*

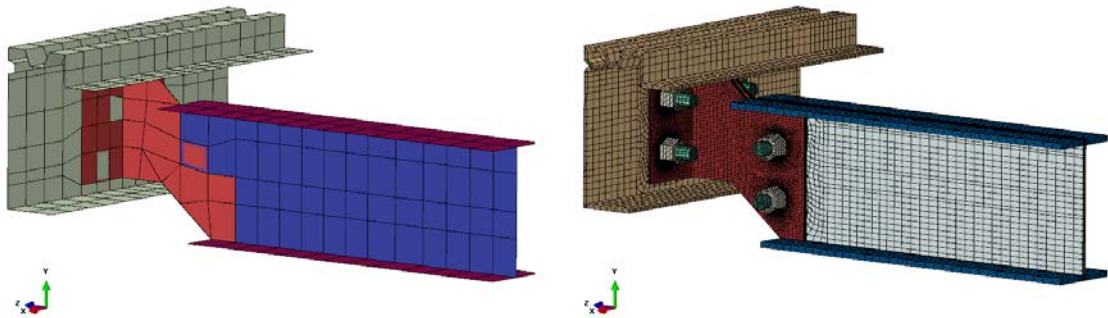


Figura 8.9 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

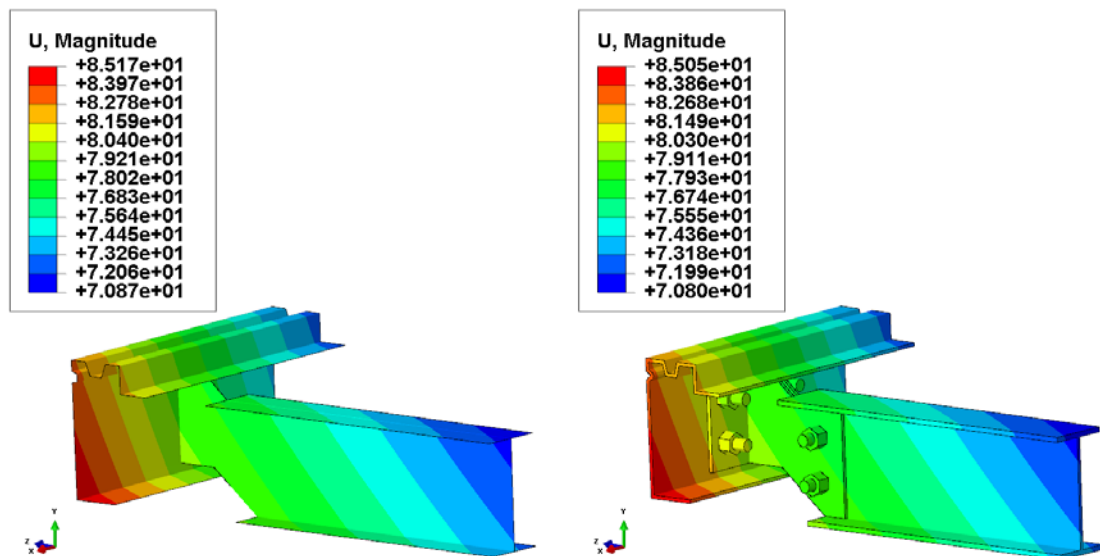


Figura 8.10 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – banda lateral



8.2 Verificación submodelo unión travesaño - larguero

En este submodelo, nos encontramos una desviación máxima de 0,91 mm en la caso de carga 9 (Pisada de carretilla STILL FM- X 25), el cual es un valor aceptable si tenemos en cuenta las dimensiones del submodelo. En la *tabla 8-2* del *apartado 8.2.1* aparecen los valores máximos y mínimos de desplazamiento, y la desviación en valor absoluto ($|U \text{ diferencia}|$).

Del *apartado 8.2.2* al *8.2.6*, podemos ver la comparativa de modelado y de desplazamientos totales entre el grupo de visualización del modelo global y el submodelo.

8.2.1 Tabla comparativa

SUBMODELO UNIÓN TRAVESAÑO-LARGUERO						
Casos y posición más desfavorable	Desplazamiento total					
	U Global (mm)		U Submodelo (mm)		U diferencia (mm)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min
9-Pisada carretilla / Travesaño 8	179,3	7,836	178,9	7,772	0,4	0,064
9-Pisada carretilla / Travesaño 7	11,68	8,749	11,65	8,654	0,03	0,095
8-Giro de radio mínimo / Travesaño 6	38,31	8,557	39,22	8,568	0,91	0,011
6-Aceleración lateral 0,4·g / Travesaño 1	102,3	3,11	102,1	2,664	0,2	0,446
3-Escalón 150 mm delante / Travesaño 6	57,25	37,18	57,26	37,23	0,01	0,05

Tabla 8-2 – Comparación de desplazamientos entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

8.2.2 Pisada carretilla / Travesaño 8

- **Comparativa modelado:**

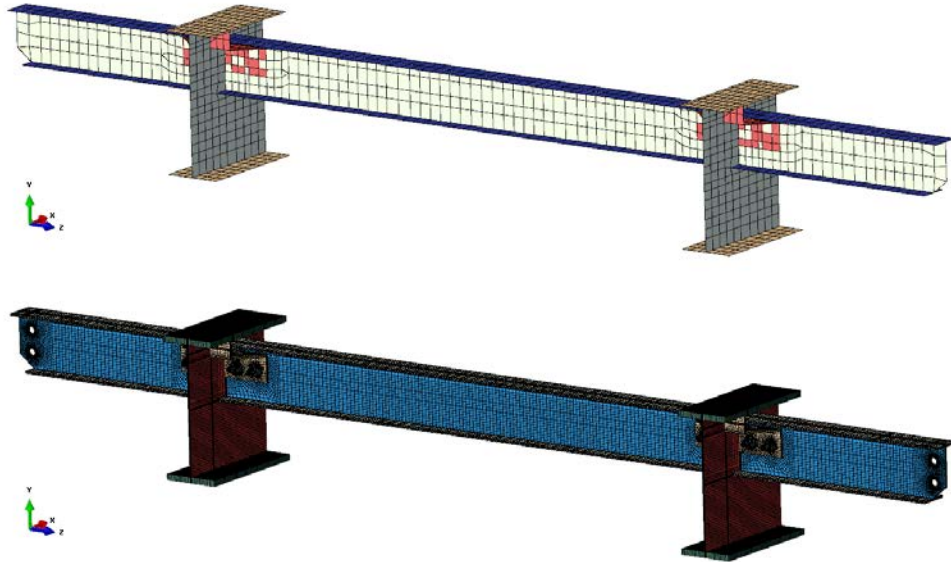


Figura 8.11 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

- **Comparativa desplazamiento total (U) en mm:**

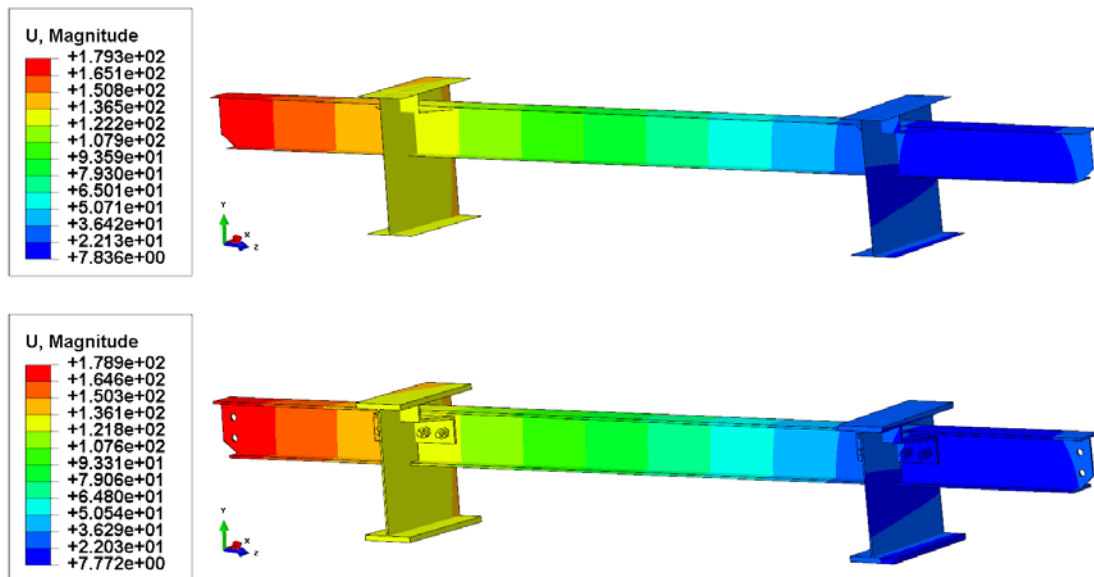


Figura 8.12 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

8.2.3 Pisada carretilla / Travesaño 7

- *Comparativa modelado:*

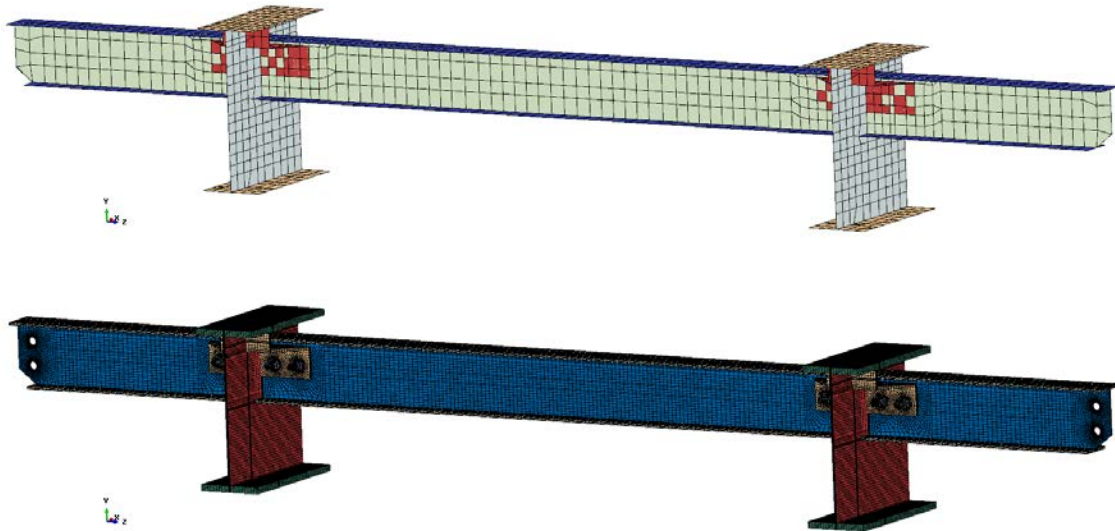


Figura 8.13 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

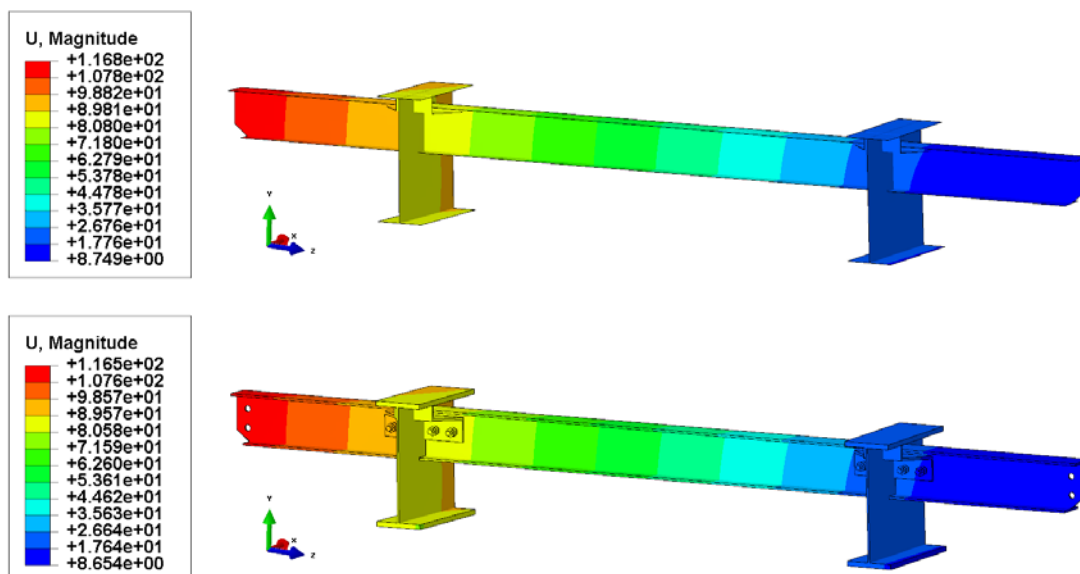


Figura 8.14 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

8.2.4 Giro de radio mínimo / Travesaño 6

- *Comparativa modelado:*



Figura 8.15 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

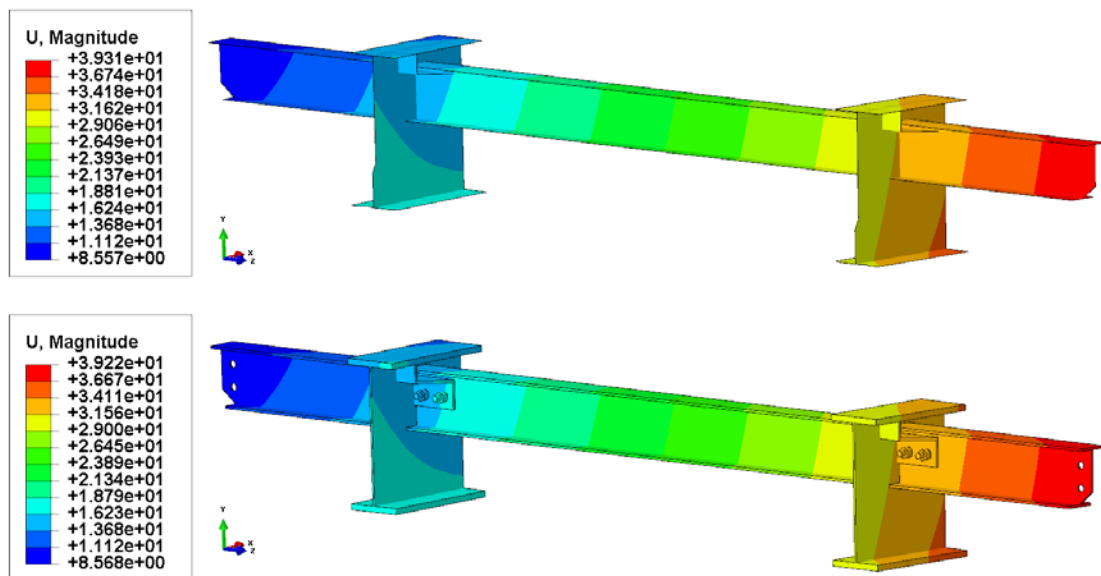


Figura 8.16 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

8.2.5 Aceleración lateral 0,4-g / Travesaño 1

- *Comparativa modelado:*

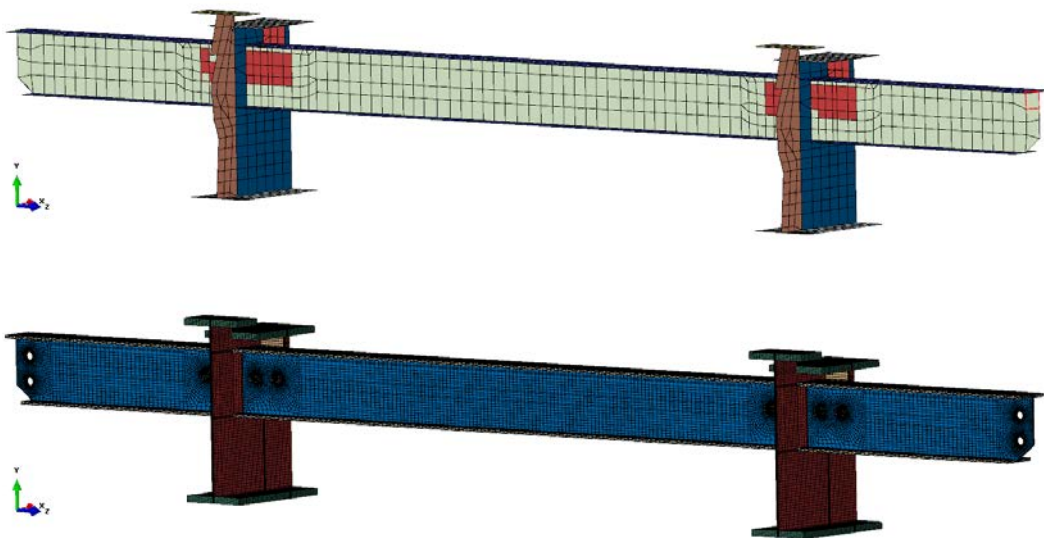


Figura 8.17 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

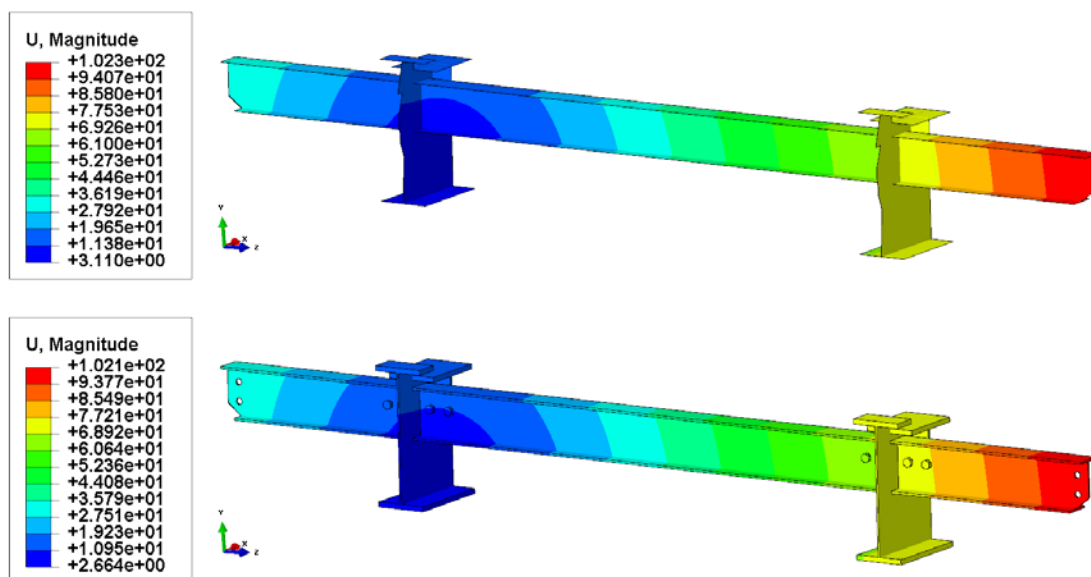


Figura 8.18 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

TRABAJO FIN DE GRADO

8.2.6 Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

- *Comparativa modelado:*

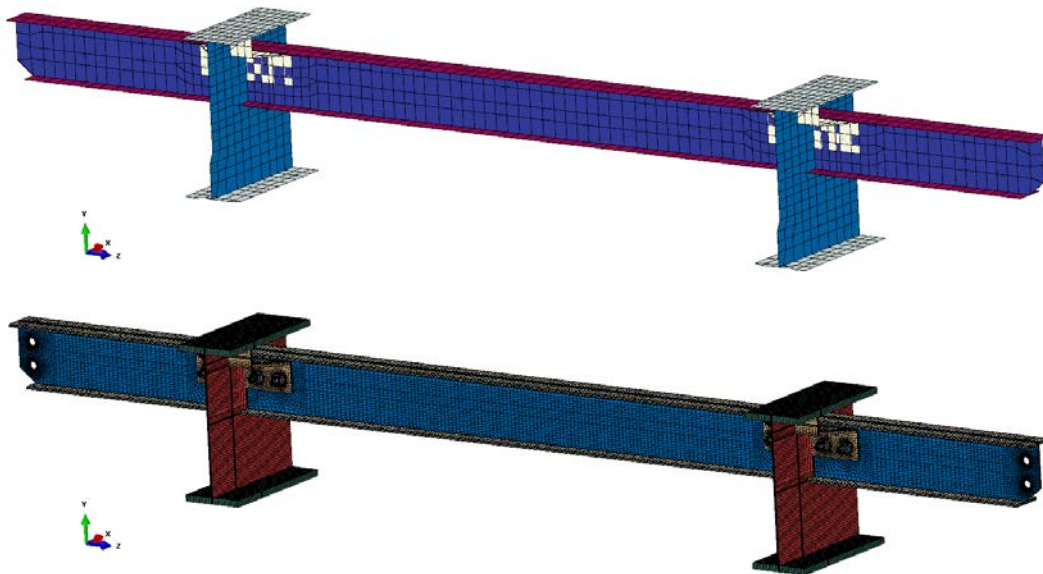


Figura 8.19 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

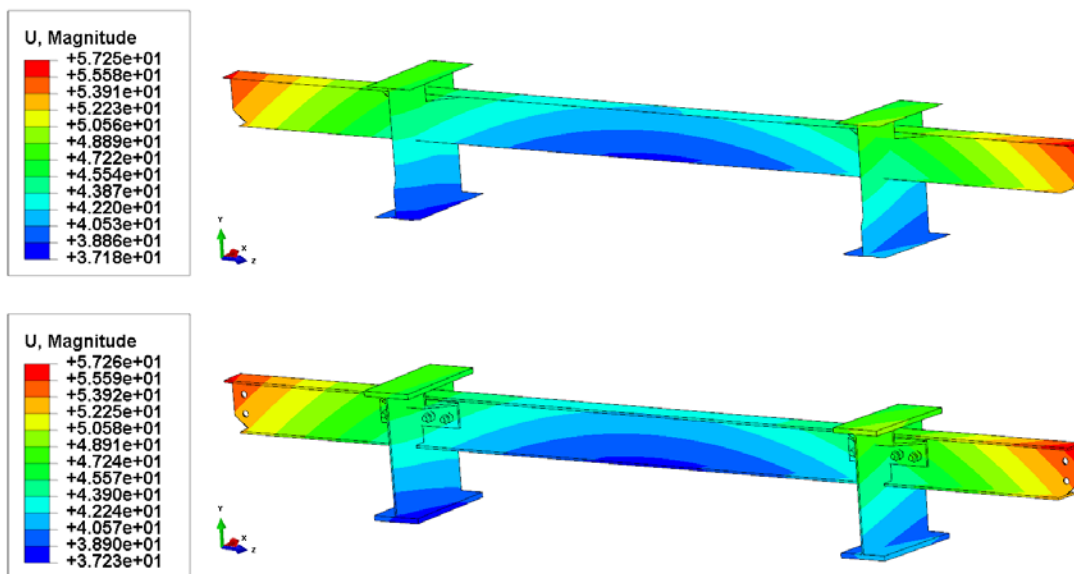


Figura 8.20 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión travesaño – larguero

8.3 Verificación submodelo unión larguero

En este submodelo, nos encontramos una desviación máxima de 0,1 mm para el único caso de carga que hay (Pisada de carretilla STILL FM- X 25), el cual es un valor aceptable para las dimensiones del submodelo. En la *tabla 8-3* del *apartado 8.3.1* aparecen los valores máximos y mínimos de desplazamiento, y la desviación en valor absoluto ($|U \text{ diferencia}|$).

En el *apartado 8.3.2*, podemos ver la comparativa de modelado y de desplazamientos totales entre el grupo de visualización del modelo global y el submodelo.

8.3.1 Tabla comparativa

SUBMODELO UNIÓN LARGUERO						
Caso y posición más desfavorable	Desplazamiento total					
	U Global (mm)		U Submodelo (mm)		$ U \text{ diferencia} $ (mm)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min
9-Pisada carretilla / Larguero B	134,1	86,89	134	86,98	0,1	0,09

Tabla 8-3 – Comparación de desplazamientos entre el modelo global y el submodelo unión larguero

8.3.2 Pisada carretilla / Larguero B

- **Comparativa modelado:**

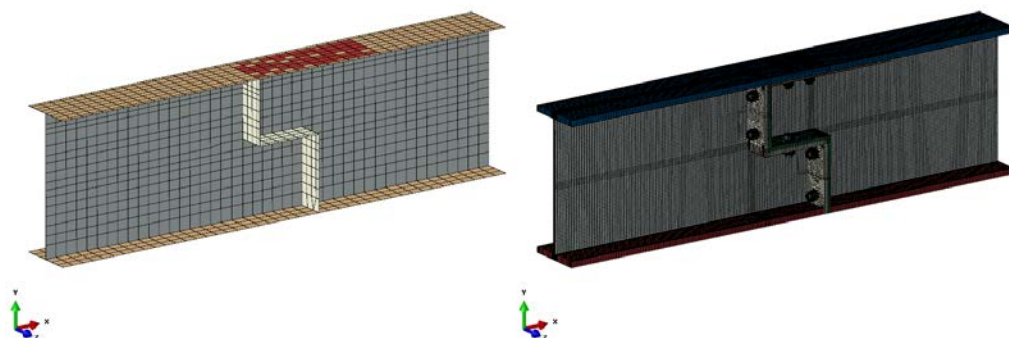


Figura 8.21 – Comparativa modelado entre el modelo global y el submodelo unión larguero

- *Comparativa desplazamiento total (U) en mm:*

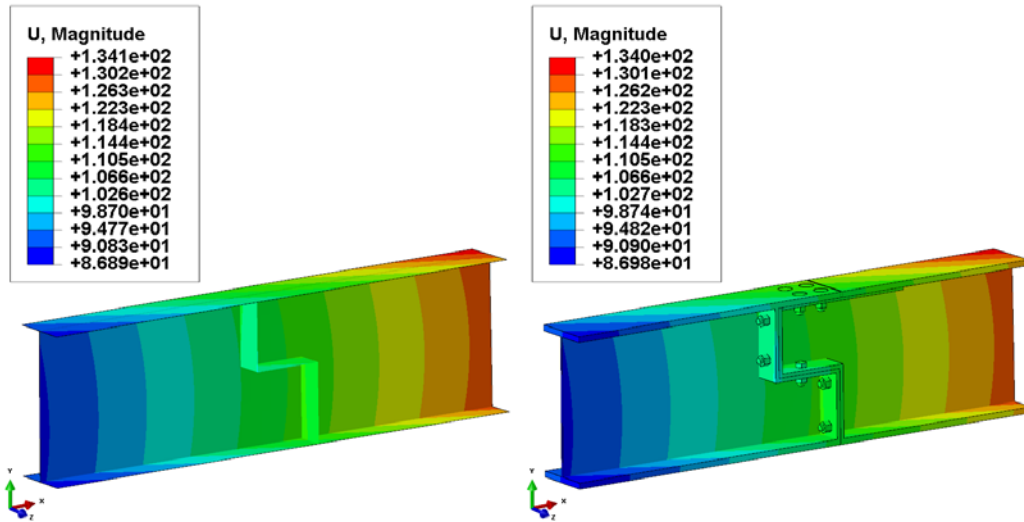


Figura 8.22 – Comparativa desplazamientos totales entre el modelo global y el submodelo unión larguero

9. Análisis de resultados

El análisis de los resultados obtenidos en los submodelos, se ha dividido en pos partes. En la primera de ellas, se ha comparado el comportamiento entre el Step 1 y el Step 2 de todos los componentes del submodelo.

La segunda etapa, se centrado en el análisis de las propias piezas de unión en función de las conclusiones de la primera parte del análisis, ya que son los elementos diseñados específicamente para el prototipo modular y son fundamentales en la unión.

9.1 Análisis de resultados en los submodelos

En este apartado se ha comparado y analizado el comportamiento de cada uno de los elementos que componen cada submodelo en todos los casos calculados. El análisis, se ha realizado mediante la comparación de los mapas de tensiones de Von Mises (MPa) de los resultados obtenidos en el Step 1 y Step 2, de esta forma vemos la influencia de los valores de apriete en cada caso.

9.1.1 Submodelo unión travesaño - banda lateral

- ***Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 8***

En las figuras 9.1 a 9.6, se recogen la tensión equivalente de Von Mises (MPa) para el conjunto y para cada uno de los componentes del submodelo.

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

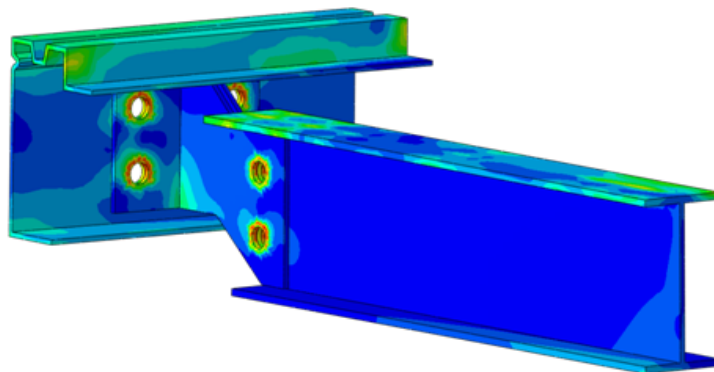
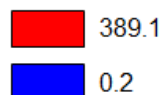


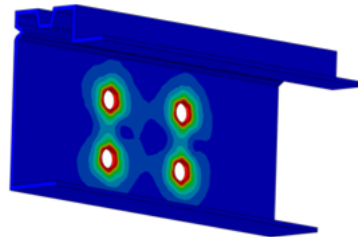
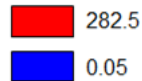
Figura 9.1 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Pisada carretilla/ Larguero B - Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Banda lateral S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

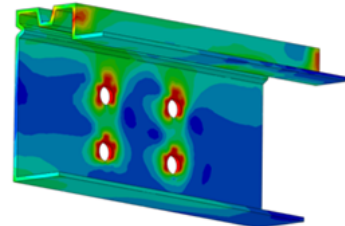
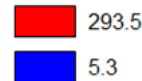
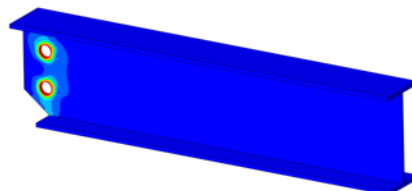
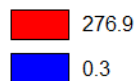


Figura 9.2 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en la banda para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

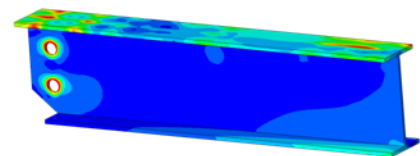
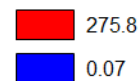
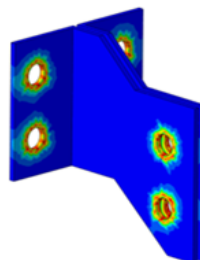
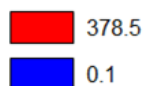


Figura 9.3 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

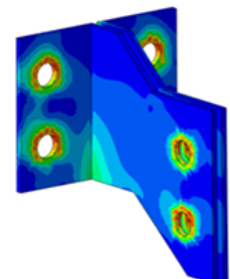
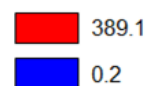


Figura 9.4 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 8

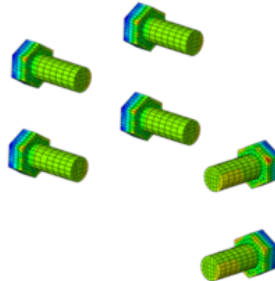
TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

862
53.6



Step 2:

946.6
48.4

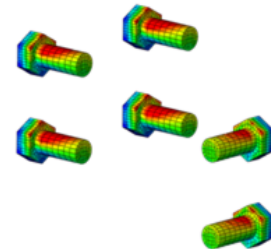


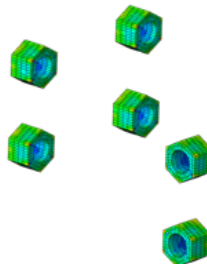
Figura 9.5 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

746.4
81.7



Step 2:

780
102.4

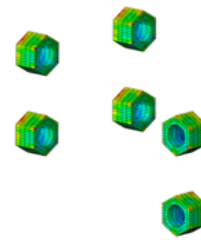


Figura 9.6 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las tuercas de unión para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 8

El valor de apriete aplicado en los tornillos produce valores de tensión ligeramente superiores al límite elástico en los bordes interiores de los taladros en las piezas de unión, esto se puede ver en el Step 1 (*Figura 9.4*). La ausencia de arandelas en los contactos entre la cabeza del tornillo y chapa y entre tuerca y chapa ha podido afectar a que se produzca una magnificación de las tensiones, lo cual no ocurriría en la realidad por el uso de arandelas. Como ya se ha comentado en el *apartado 3*, la inclusión de arandelas en el modelo incrementaría la complejidad del submodelo y finalmente se decidió no incorporarlas. Es esperable que el uso de arandelas modifique la forma en que la presión se reparte en el empaquetamiento de cada unión atornillada, por lo cual se rebajaría la tensión en las zonas de apriete junto a los bordes de los taladros.

TRABAJO FIN DE GRADO

También, ha podido afectar el contacto "Tied" de tipo rígido utilizado entre cabeza de tornillo y chapa y entre tuerca y chapa, los cuales simulan un comportamiento rígido ideal entre los nodos de las piezas en contacto y han podido originar valores tensión elevada no real en las piezas.

Tras aplicar los desplazamientos del modelo global al submodelo en el Step 2 se observan también valores de tensión superiores al límite elástico del material en estas zonas próximas a los taladros (*Figura 9.4*), no obstante el comportamiento en conjunto de las piezas de unión puede considerarse correcto.

Otra limitación importante se produce en el Step 2 al aplicar los desplazamientos. La aplicación de la fuerza de apriete en los tornillos se realiza conforme a un sistema de coordenadas global, sin embargo la aplicación progresiva de los desplazamientos al submodelo conlleva un giro progresivo durante la convergencia hasta alcanzar el equilibrio de fuerzas y momentos (*Figura 9.7*), esto genera esfuerzos adicionales no reales por la desalineación que se produce entre el eje longitudinal los tornillos y las fuerzas de apriete aplicadas. Este efecto puede ver en la *figura 9.5*, donde la parte superior del vástago de los tornillos tiene tensiones elevadas. Por lo cual, los valores de tensión reales serían inferiores a los obtenidos numéricamente.

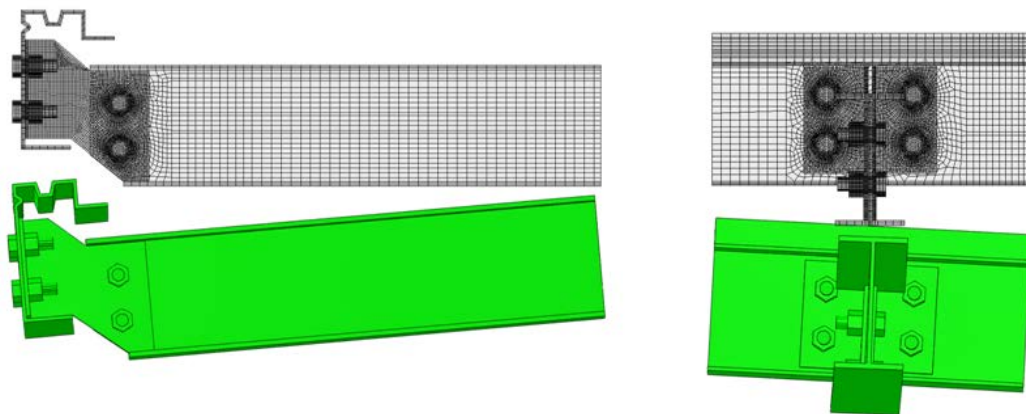


Figura 9.7 – Indeformada y deformada en el submodelo para Pisada carretilla/ Larguero B-Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Escalón 150 mm detrás / Larguero B - Travesaño 8**

En las *figuras 9.8 a 9.13* se pueden ver los mapas de tensión de Von Mises (MPa) en el conjunto y en cada uno de los componentes incluidos en el submodelo.

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

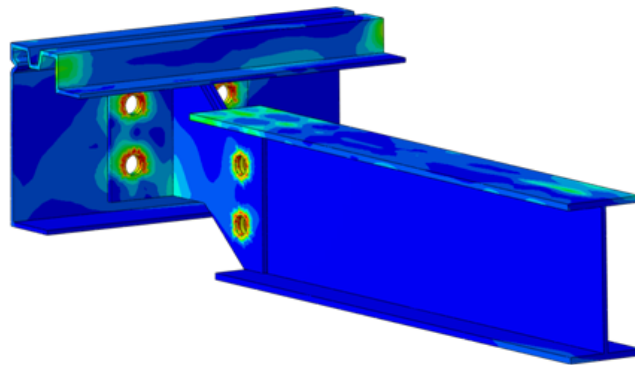
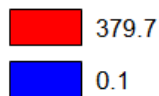
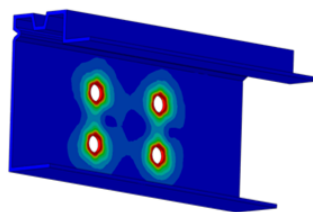
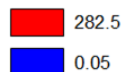


Figura 9.8 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Escalón 150 mm detrás/
Larguero B-Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Banda lateral S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

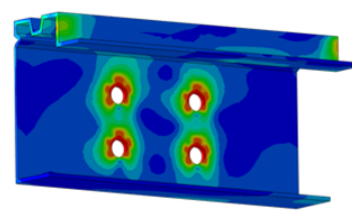
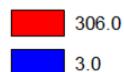


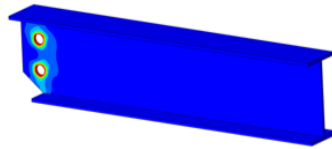
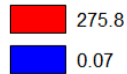
Figura 9.9 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en la banda para Escalón 150 mm detrás/
Larguero B - Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

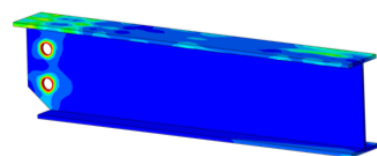
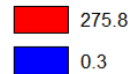
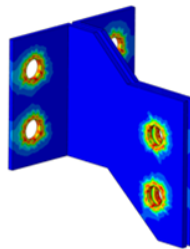
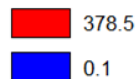


Figura 9.10 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Escalón 150 mm detrás/ Larguero B - Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

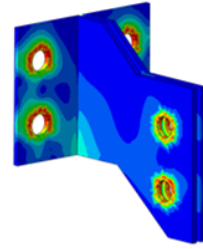
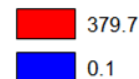
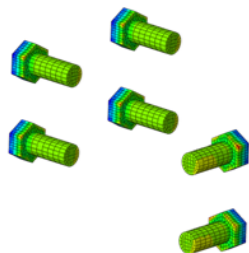
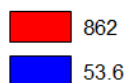


Figura 9.11 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Escalón 150 mm detrás/ Larguero B - Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

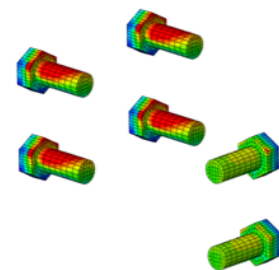
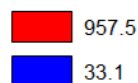


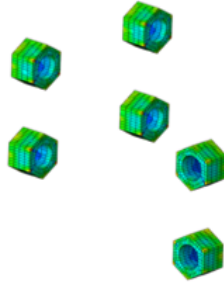
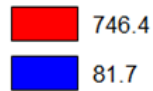
Figura 9.12 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Escalón 150 mm detrás/ Larguero B - Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

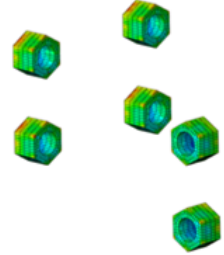
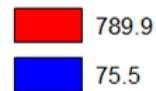


Figura 9.13 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) las tuercas para Escalón 150 mm detrás/ Larguero B - Travesaño 8

En este caso de carga los valores elevados de tensión, son debidos a las mismas simplificaciones y limitaciones mencionadas en el caso anterior. Además, el giro producido por los desplazamientos produce tensiones más elevadas en los vástagos de los tornillos de la banda, ver *figura 9.14*. Ya que esta situación no se daría en la realidad, se concluye que las piezas de unión muestran un comportamiento adecuado.

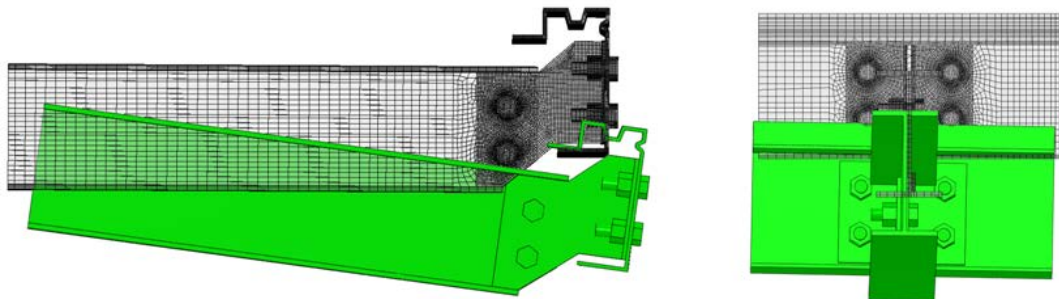


Figura 9.14 – Indeformada y deformada en el submodelo para Escalón 150 mm detrás/ Larguero B - Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4**

De la *figura 9.15 a 9.20* se pueden ver los mapas de tensión equivalente de Von Mises (Mpa) en el conjunto y en cada uno de los componentes del submodelo.

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

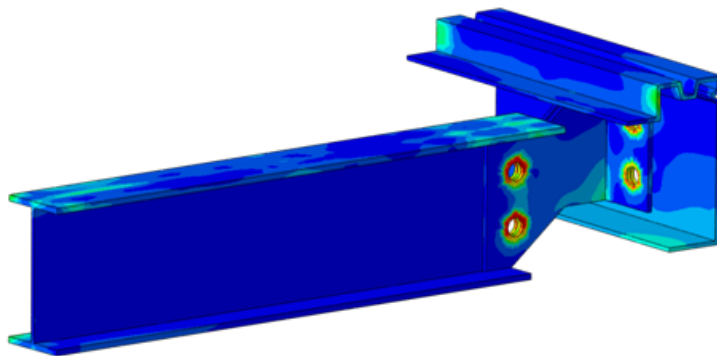
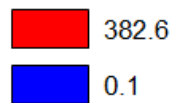
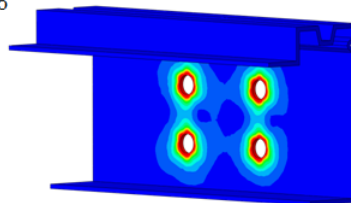
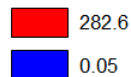


Figura 9.15 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Escalón 150 mm detrás/ Larguero A - Travesaño 4

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Banda lateral S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

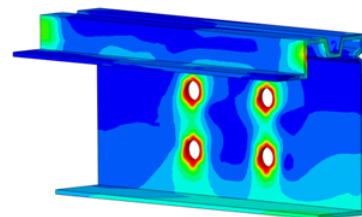
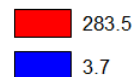


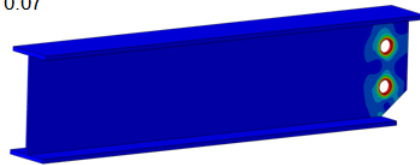
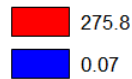
Figura 9.16 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en la banda para Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

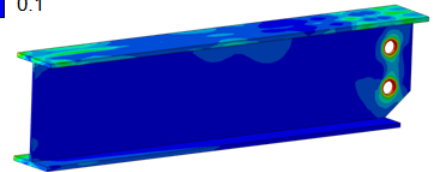
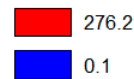
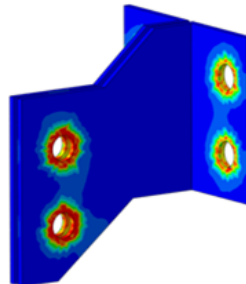
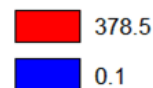


Figura 9.17 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el larguero para Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

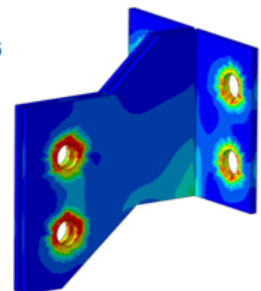
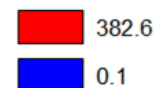
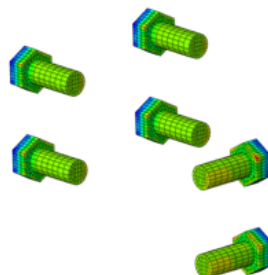
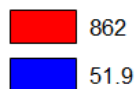


Figura 9.18 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en la piezas de unión para Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

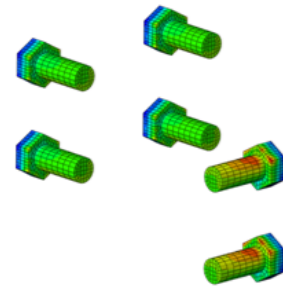
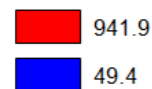


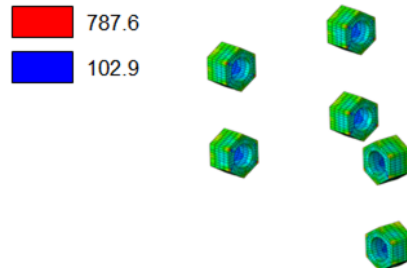
Figura 9.19 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

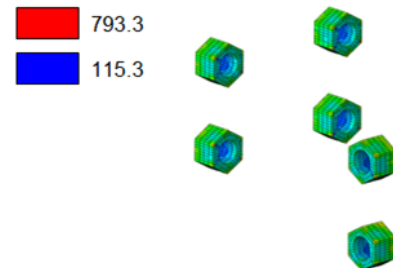


Figura 9.20 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las tuercas para Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4

En este caso, al igual que en los anteriores, las tensiones elevadas se producen por simplificaciones y limitaciones en la modelización. Además, se aprecia una mayor concentración de tensiones en los tornillos en dirección longitudinal (*figura 9.19*) debido al giro que se produce en dirección transversal (*figura 9.21*). Por otra parte, el giro respecto a la dirección longitudinal es reducido, por lo cual apenas genera tensiones por fuerzas desalineadas (*figura 9.21*).

En este caso de carga, el estado tensional tiene un mejor comportamiento que en los casos anteriores, por lo tanto el diseño de las piezas de unión se puede considerar satisfactorio.

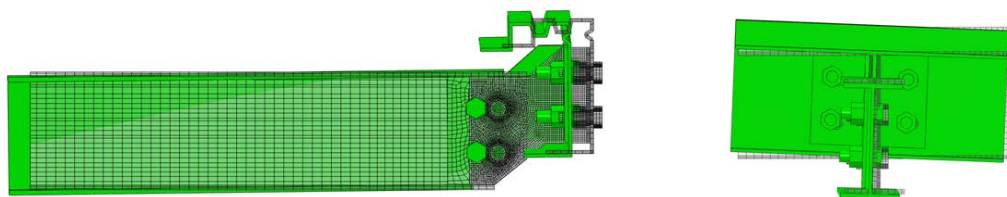


Figura 9.21 – Indeformada y deformada en el submodelo para Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4

TRABAJO FIN DE GRADO

- Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 7***

Las tensiones equivalentes de Von Mises (MPa) en el submodelo y en cada componente se pueden ver en las *figuras 9.22 a 9.27*:

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

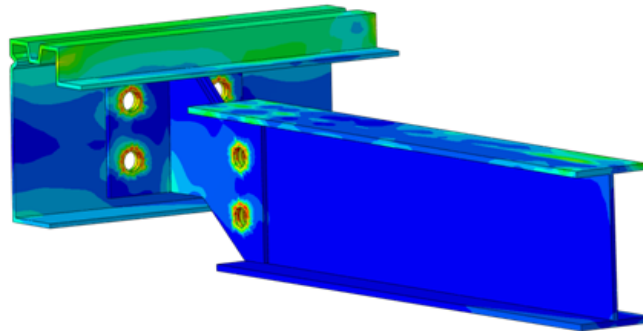
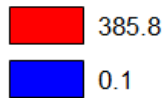
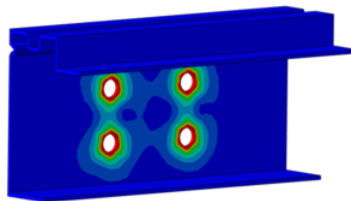
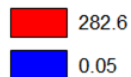


Figura 9.22 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Pisada carretilla/ Larguero B - Travesaño 7

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Banda lateral S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

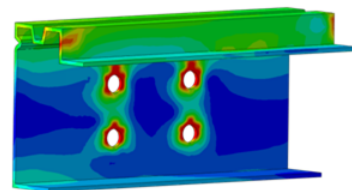
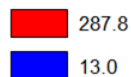


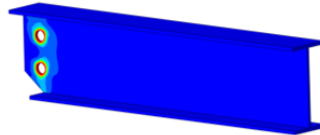
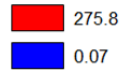
Figura 9.23 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en banda lateral para Pisada carretilla/ Larguero B - Travesaño 7

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

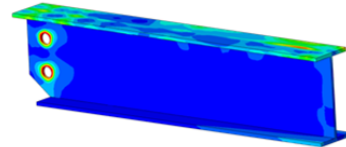
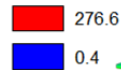
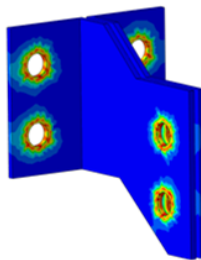
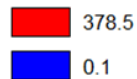


Figura 9.24 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 7

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

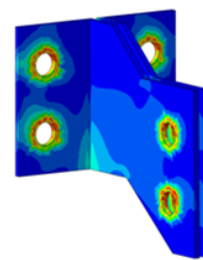
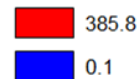
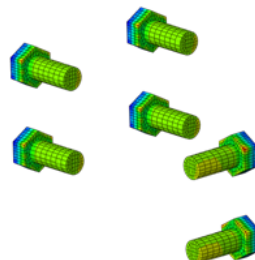
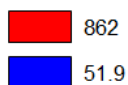


Figura 9.25 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 7

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

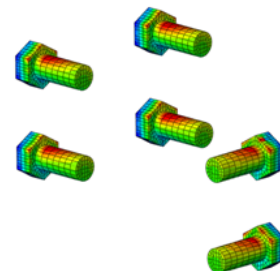
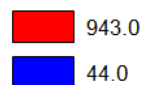


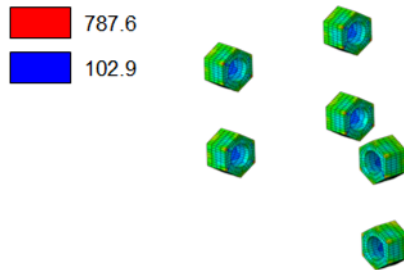
Figura 9.26 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 7

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:



Figura 9.27 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las tuercas para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 7

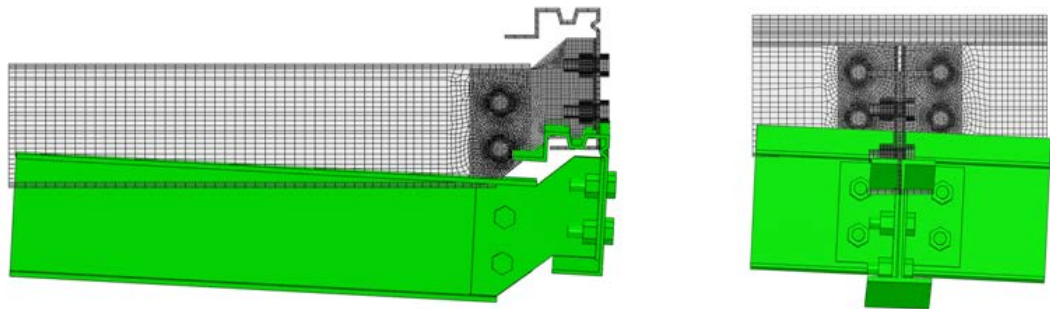


Figura 9.28 – Indeformada y deformada en el submodelo para Pisada carretilla/
Larguero B - Travesaño 7

Como se ha comentado anteriormente, los valores de tensión elevados se producen por simplificaciones y limitaciones en la modelización. Si tenemos en cuenta esto, el comportamiento de las piezas de unión se considera satisfactorio.

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8**

De las figuras 9.29 a 9.34, se recogen la tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el conjunto y en cada uno de los componentes del submodelo.

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

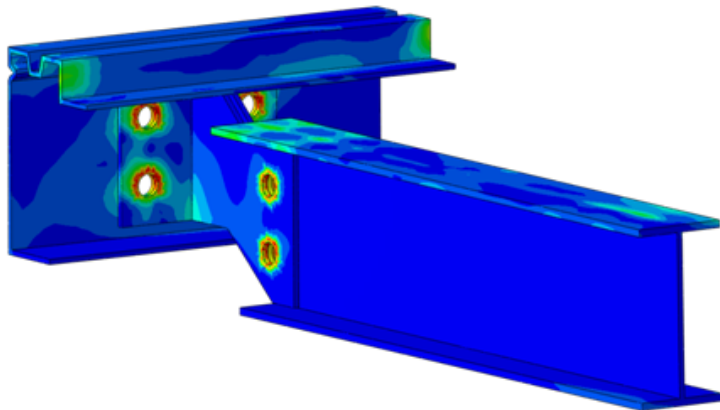
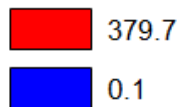
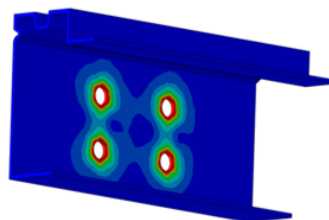
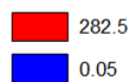


Figura 9.29 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Banda lateral S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

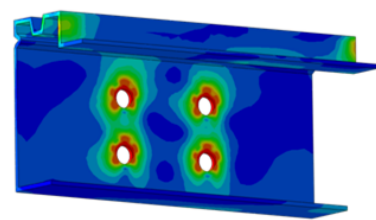
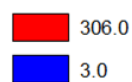


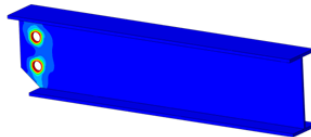
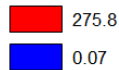
Figura 9.30 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en la banda para Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

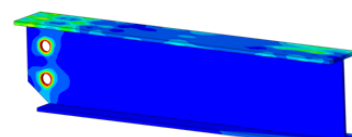
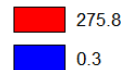
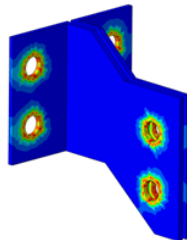
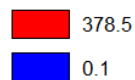


Figura 9.31 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

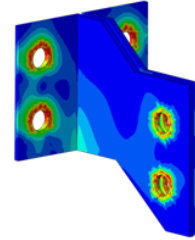
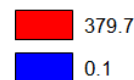
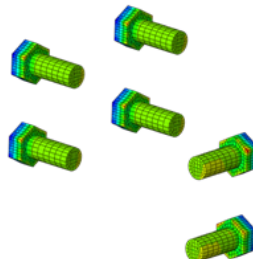
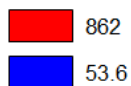


Figura 9.32 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

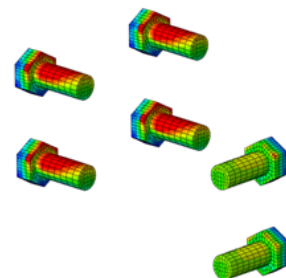
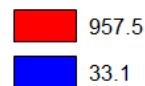


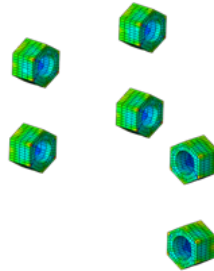
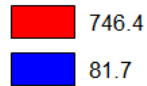
Figura 9.33 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

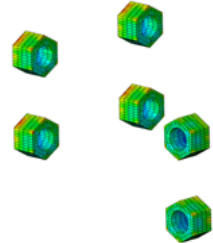
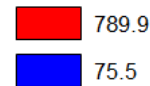


Figura 9.34 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las tuercas para Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8

Las simplificaciones y limitaciones en la modelización también producen tensiones elevadas en este caso. Las tensiones más elevadas se dan en los vástagos de los tornillos en la banda (figura 9.33), debidas al giro producido por los desplazamientos, ver figura 9.35, esta situación no correspondería a la realidad. Por lo tanto se concluye que las piezas de unión muestran un comportamiento adecuado.

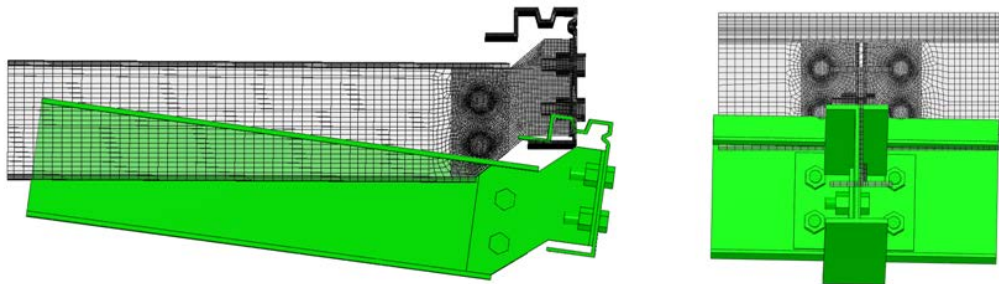


Figura 9.35 – Indeformada y deformada en el submodelo para Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

9.1.2 Submodelo unión travesaño - larguero

- *Pisada carretilla / Travesaño 8*

De las *figuras 9.36 a la 9.42* se muestran las tensiones equivalentes de Von Mises (MPa) en el submodelo y en cada componente:

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

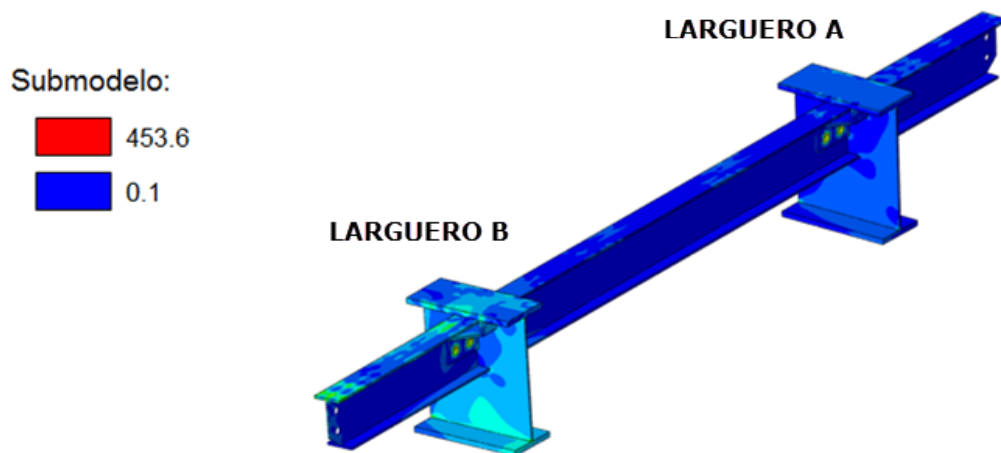


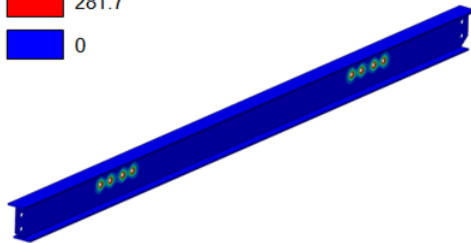
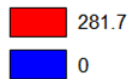
Figura 9.36 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Escalón 150 mm delante / Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

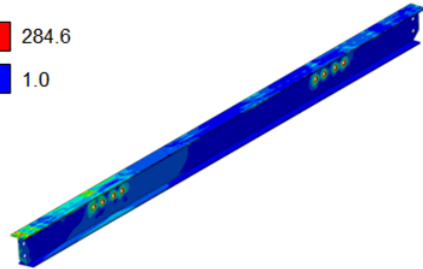
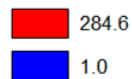
Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

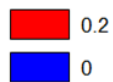


9.37 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Escalón 150 mm delante/
Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Ala larguero S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

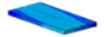
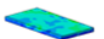
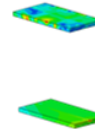
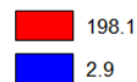
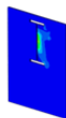
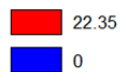


Figura 9.38 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las alas de los larguero para Escalón 150
mm delante / Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Alma largueros DOMEX 500MC ($\sigma_e = 500$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

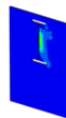
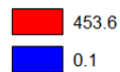


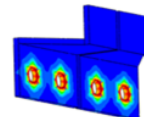
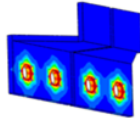
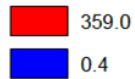
Figura 9.39 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el alma de los largueros para Escalón 150
mm delante / Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

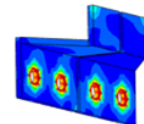
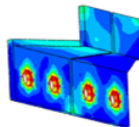
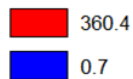
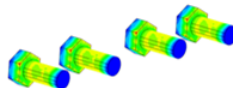
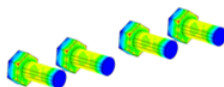
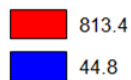


Figura 9.40 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Escalón 150 mm delante / Travesaño 8

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

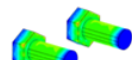
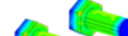
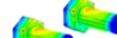
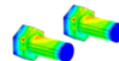
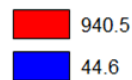


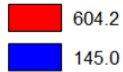
Figura 9.41 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Escalón 150 mm delante / Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

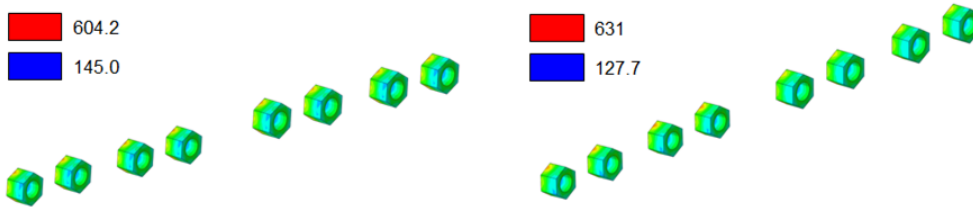
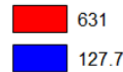


Figura 9.42 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las tuercas para Escalón 150 mm delante / Travesaño 8

Como ocurría en el submodelo travesaño-banda lateral (*Apartado 9.1.1*), la no inclusión de arandelas entre cabeza de tornillo y chapa y entre tuerca y chapa, y el tipo de contacto rígido empleada ha provocado unos valores de tensión elevados en los contornos de los taladros en las chapas y perfiles.

Los valores de tensión correspondientes al Step 1 representan los esfuerzos generados en el apriete de los tornillos. En todos los componentes se observa un valor más elevado de los esfuerzos en el larguero sobre el cual actúa la pisada de carretilla (Larguero B). También se produce un efecto de desalineación en los tornillos del larguero B por el giro respecto a eje longitudinal del travesaño, *figura 9.43*. Todos estos puntos, son los que producen tensiones elevadas en los contornos de los taladros. Por lo cual, el comportamiento del diseño de las uniones puede considerarse satisfactorio.

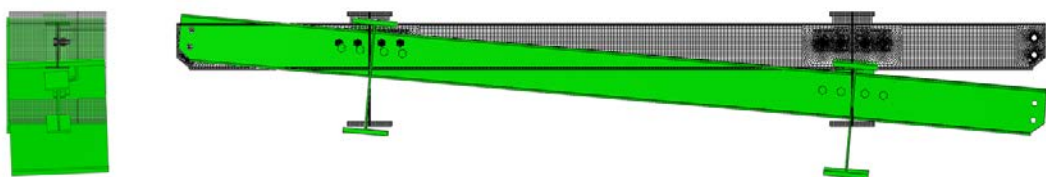


Figura 9.43 – Indeformada y deformada en el submodelo para Escalón 150 mm delante / Travesaño 8

TRABAJO FIN DE GRADO

- Pisada carretilla / Travesaño 7**

Las tensiones equivalentes de Von Mises (MPa) en el submodelo y en cada componente se recogen de la *figura 9.44 a la figura 9.50*:

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

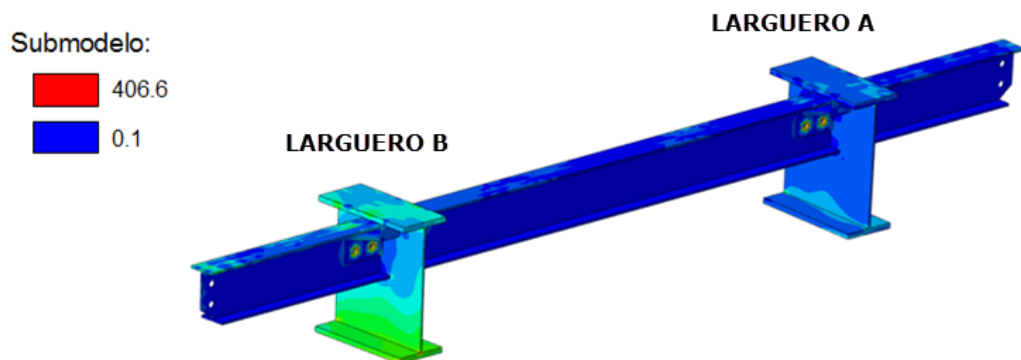
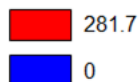


Figura 9.44 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Pisada carretilla / Travesaño 7

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

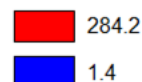


Figura 9.45 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Pisada carretilla / Travesaño 7

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Ala larguero S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

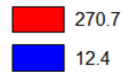
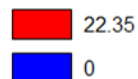


Figura 9.46 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las alas de los largueros para Pisada carretilla / Travesaño 7

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Alma largueros DOMEX 500MC ($\sigma_e = 500$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

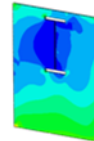
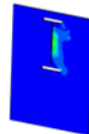
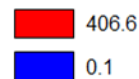


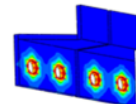
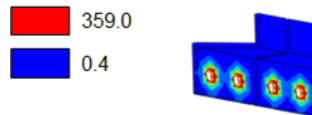
Figura 9.47 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el alma de los largueros para Pisada carretilla / Travesaño 7

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

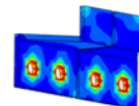
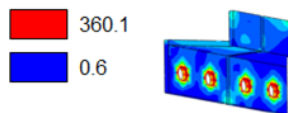
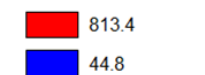


Figura 9.48 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Pisada carretilla / Travesaño 7

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

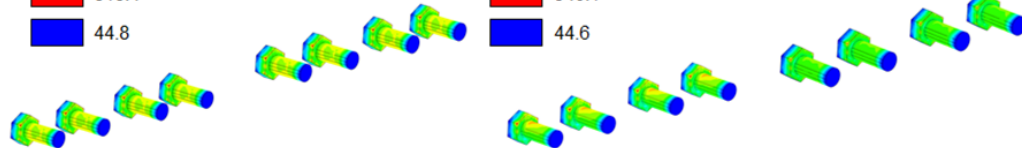
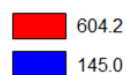


Figura 9.49 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Pisada carretilla / Travesaño 7

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

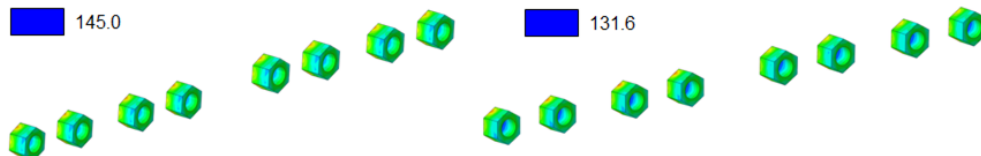
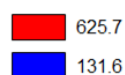


Figura 9.50 – Tensión equivalente de Von Mises en las tuercas para Pisada carretilla / Travesaño 7



TRABAJO FIN DE GRADO

Las consideraciones del submodelo de travesaño anterior son válidas para este caso, por lo tanto el comportamiento de las piezas de unión puede considerarse satisfactorio.

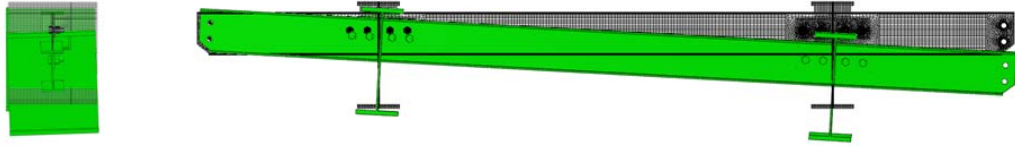


Figura 9.51 – Indeformada y deformada en el submodelo para Pisada carretilla / Travesaño 7

TRABAJO FIN DE GRADO

- Giro de radio mínimo / Travesaño 6**

De la *figura 9.52 a 9.58* se muestran las tensiones equivalentes de Von Mises (MPa) en el submodelo y en sus componentes:

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

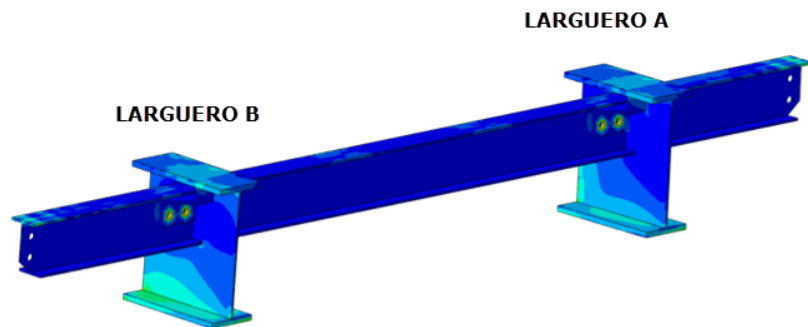
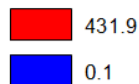
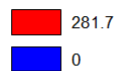


Figura 9.52 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Giro de radio mínimo / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

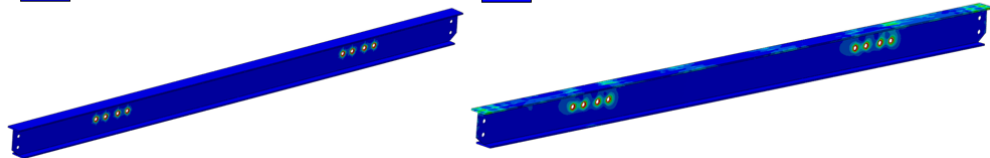
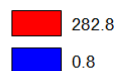
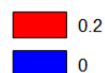


Figura 9.53 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Giro de radio mínimo / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Ala larguero S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

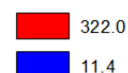


Figura 9.54 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las alas de los larguero para Giro de radio mínimo / Travesaño 6



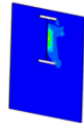
TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Alma largueros DOMEX 500MC ($\sigma_e = 500$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

22.35
0



Step 2:

431.9
0.1

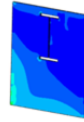
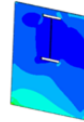
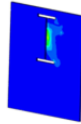


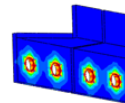
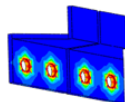
Figura 9.55 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el alma de los travesaños para Giro de radio mínimo / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

359.0
0.4



Step 2:

359.4
1.2

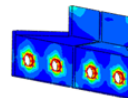
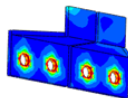


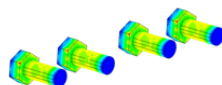
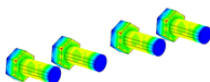
Figura 9.56 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Giro de radio mínimo / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

813.4
44.8



Step 2:

854
44.7

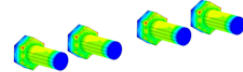
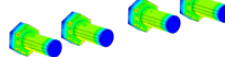
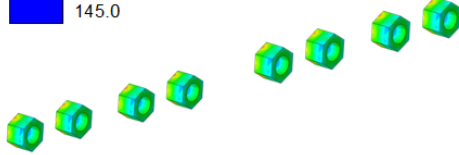
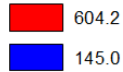


Figura 9.57 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Giro de radio mínimo / Travesaño 6

TRABAJO FIN DE GRADO

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

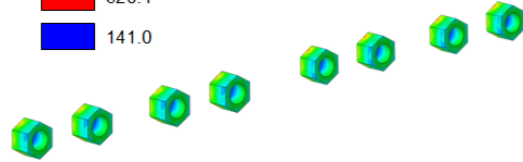
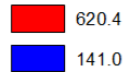


Figura 9.58 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las tuercas para Giro de radio mínimo / Travesaño 6

En este caso, nos encontramos con las mismas consideraciones que en el caso *Pisada carretilla / Travesaño 8*. Con lo cual, el comportamiento de las piezas de unión puede considerarse satisfactorio. También en este submodelo, se observan unos desplazamientos menores y un efecto muy ligero de desalineación en el apriete de los tornillos, figura 9.59. Las piezas de unión tienen unos valores de tensión muy parecidos en el step 1 y en el step 2 (figura 9.56), por lo cual el resultado se considera satisfactorio.

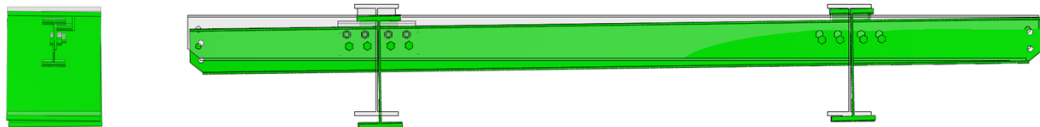


Figura 9.59 – Indeformada y deformada en el submodelo para Giro de radio mínimo / Travesaño 6

TRABAJO FIN DE GRADO

- Aceleración lateral 0,4-g / Travesaño 1**

Las tensiones equivalentes de Von Mises (MPa) en el submodelo y en cada componente se recogen de la figura 9.60 a la figura 9.66:

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

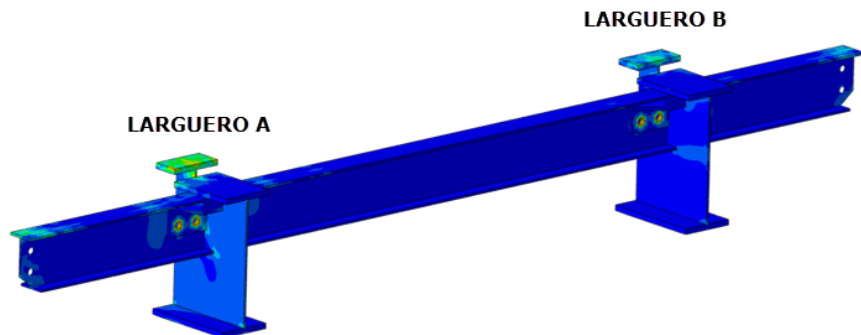
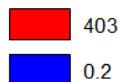
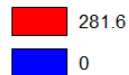


Figura 9.60 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Aceleración lateral 0,4g / Travesaño 1

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

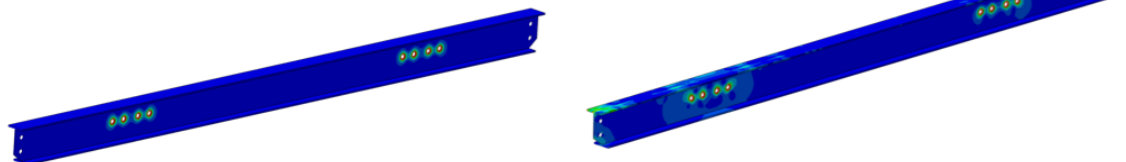
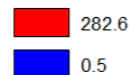
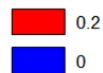


Figura 9.61 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Aceleración lateral 0,4g / Travesaño 1

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Ala larguero S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

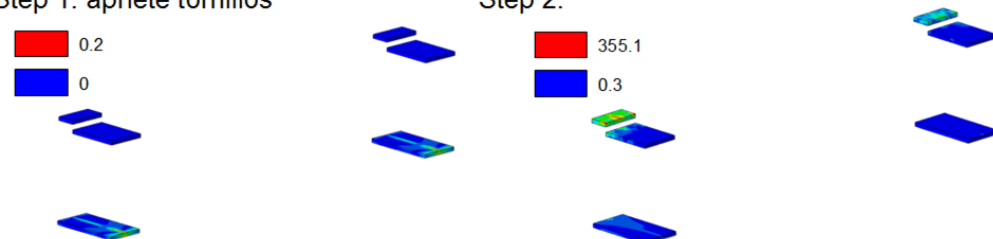
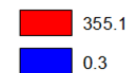


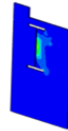
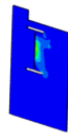
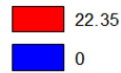
Figura 9.62 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las de los largueros para Aceleración lateral 0,4g / Travesaño 1

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Alma largueros DOMEX 500MC ($\sigma_e = 500$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

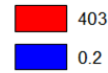
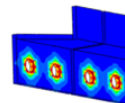
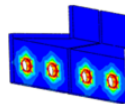
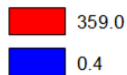


Figura 9.63 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el alma de los largueros para Aceleración lateral 0,4g / Travesaño 1

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

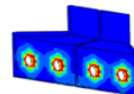
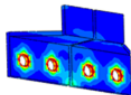
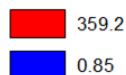
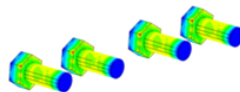
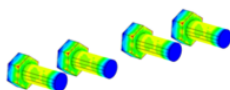
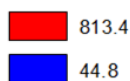


Figura 9.64 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Aceleración lateral 0,4g / Travesaño 1

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

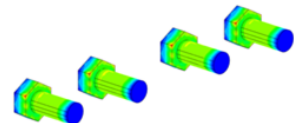
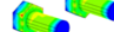
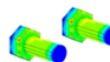
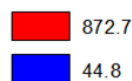


Figura 9.65 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Aceleración lateral 0,4g / Travesaño 1

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

604.2
145.1

Step 2:

600.4
134.7

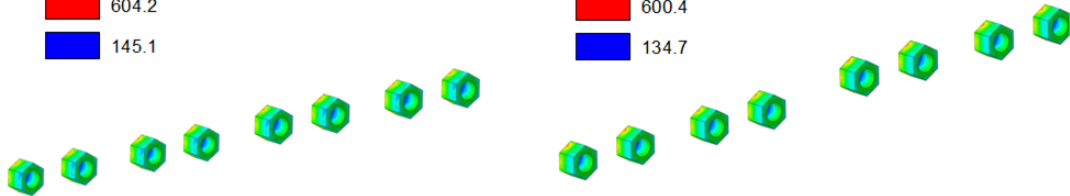


Figura 9.66 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las tuercas para Aceleración lateral 0,4g / Travesaño 1

Las tensiones en las piezas de unión se consideran adecuadas, ya que los valores máximos se alcanzan por el apriete de los taladros, *figura 9.64*. Con lo cual se puede considerar adecuado el funcionamiento de las piezas de unión, ya que transmiten el desplazamiento de forma correcta en el resto de la pieza.

En este submodelo se aprecia una zona de tensión elevada, la cual alcanzando el límite elástico en el ala superior delantera (zona king-pin), *figura 9.62*. Esto se produce por la pérdida de continuidad en altura respecto al ala superior trasera, esta sobretensión se produce en la unión al alma, zona en la cual no está incluido el cordón de soldadura por simplificar el modelado. Con lo cual esta zona en la realidad tendrá propiedades mecánicas superiores y una mayor rigidez.

La desalineación en tornillos no es apreciable en este caso (*figura 9.67*), y conforme a las consideraciones recogidas en los submodelos anteriores el resultado se considera satisfactorio.



Figura 9.67 – Indeformada y deformada en el submodelo para Aceleración lateral 0,4g / Travesaño 1

TRABAJO FIN DE GRADO

- **Escalón 150 mm delante / Travesaño 6**

De la figura 9.68 a 9.74, se pueden ver las tensiones equivalentes de Von Mises (MPa) en el submodelo y en cada componente.

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

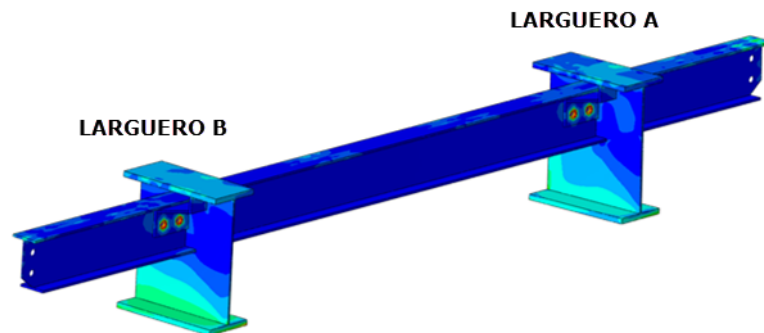
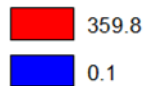
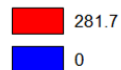


Figura 9.68 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Travesaño S275 ($\sigma_e = 275$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

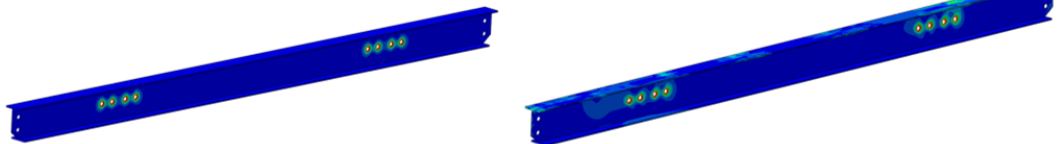
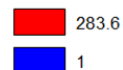
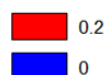


Figura 9.69 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el travesaño para Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Ala larguero S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

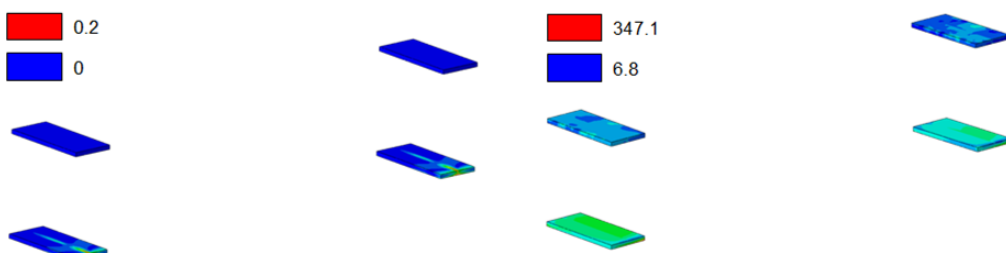
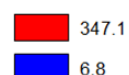


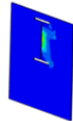
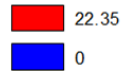
Figura 9.70 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las alar de los largueros para Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Alma largueros DOMEX 500MC ($\sigma_e = 500$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

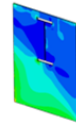
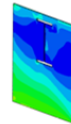
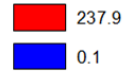
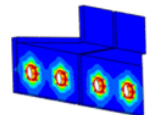
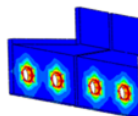
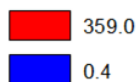


Figura 9.71 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el alma de los largueros para Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Piezas unión S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

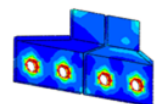
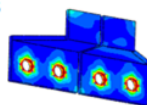
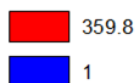
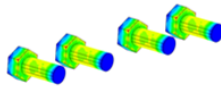


Figura 9.72 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las piezas de unión para Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)
Tornillos calidad 10.9 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

813.4
44.8



Step 2:

911.1
44.6

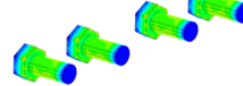


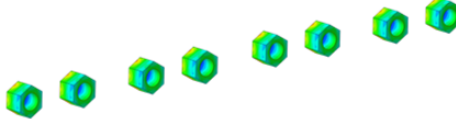
Figura 9.73 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en los tornillos para Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Tuercas calidad 10 ($\sigma_e = 940$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

604.2
145.1



Step 2:

616.0
137.8

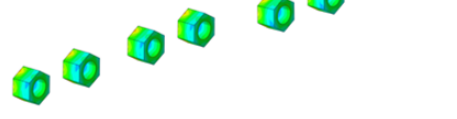


Figura 9.74 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en las tuercas para Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

Las tensiones equivalentes de Von Mises se consideran adecuadas, los piezas de unión alcanzan su valores máximos de tensión por el apriete en los taladros, *figura 9.72*. Estas piezas transmiten el desplazamiento de forma correcta en el resto de las piezas, por lo cual se considera adecuado su funcionamiento.



Figura 9.75 — Indeformada y deformada en el submodelo para Escalón 150 mm delante / Travesaño 6

TRABAJO FIN DE GRADO

9.1.3 Submodelo unión larguero

- **Pisada carretilla / Larguero B**

Las tensiones equivalentes de Von Mises (MPa) en el submodelo y en cada componente se recogen de la *figura 9.76 a la figura 9.83*.

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Submodelo:

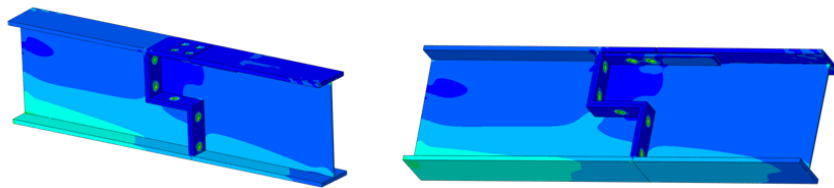
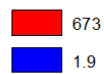
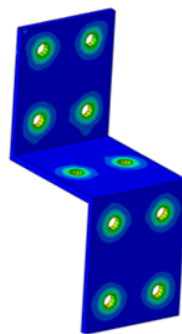
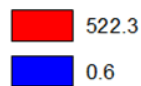


Figura 9.76 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en el submodelo para Pisada carretilla / Larguero B

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Pieza unión (Tramo delantero) DOMEX 700 MC ($\sigma_e = 700$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

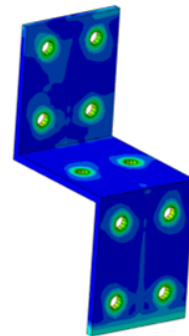
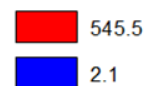


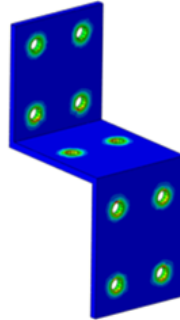
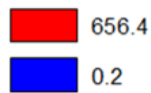
Figura 9.77 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en pieza de unión tramo delantero para Pisada carretilla / Larguero B

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Pieza unión (Tramo trasero) DOMEX 700 MC ($\sigma_e = 700$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

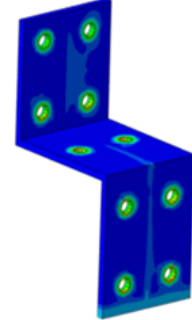
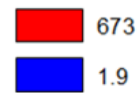
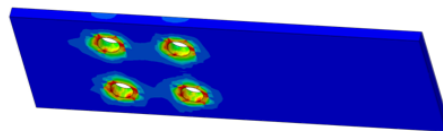
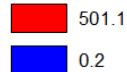


Figura 9.78 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en pieza de unión tramo traseo para Pisada carretilla / Larguero B

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Chapa refuerzo ala DOMEX 500 MC ($\sigma_e = 500$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

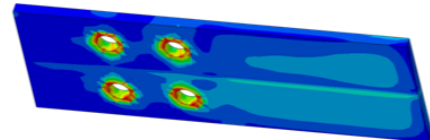
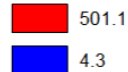
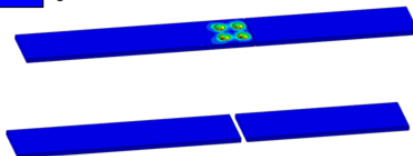
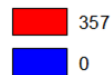


Figura 9.79 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en chapa refuerzo ala para Pisada carretilla / Larguero B

Tensión equivalente Von Mises (MPa)

Alas larguero (Larguero B) S355 ($\sigma_e = 355$ MPa)

Step 1: apriete tornillos



Step 2:

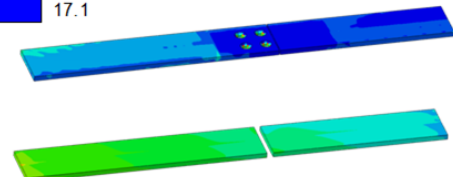
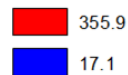


Figura 9.80 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en alas larguero para Pisada carretilla / Larguero B

TRABAJO FIN DE GRADO

Tensión equivalente Von Mises (MPa)
Alma larguero (Larguero B) DOMEX 500 ($\sigma_e=500$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

72.1
0.4



Step 2:

372.3
26.7

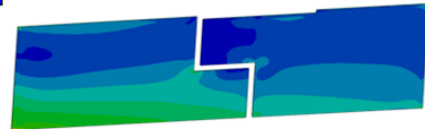
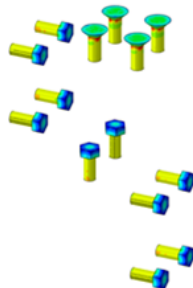


Figura 9.81 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en alma larguero para Pisada carretilla / Larguero B

Tensión equivalente Von Mises (MPa)
Tornillos calidad 12.9 ($\sigma_e = 1100$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

1035
73.4



Step 2:

1100
73.5

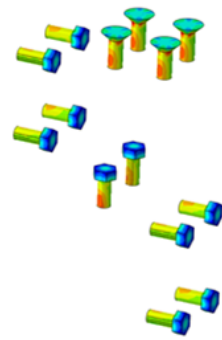
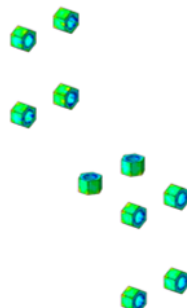


Figura 9.82 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en tornillos para Pisada carretilla / Larguero B

Tensión equivalente Von Mises (MPa)
Tuercas calidad 12 ($\sigma_e = 1100$ MPa)

Step 1: apriete tornillos

714.7
107.8



Step 2:

984.4
99.1

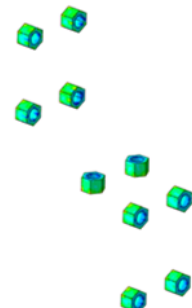


Figura 9.83 – Tensión equivalente de Von Mises (MPa) en tuercas para Pisada carretilla / Larguero B

TRABAJO FIN DE GRADO

En el step 2, las piezas de unión del larguero (tramo delantero y trasero) alcanzan valores de tensión por debajo del límite elástico, con lo cual tiene un comportamiento correcto (*Figuras 9.77 y 9.78*). La chapa de refuerzo, alcanza valores máximos de tensión en los taladros avellanados durante el step 1 por el apriete de los tornillos y se mantienen en el step 2. Se ha considerado que las sobretensiones son generadas por las características y simplificaciones realizadas en la modelización de los contactos en las uniones atornilladas. Este mismo fenómeno se da en las alas superiores. Por lo cual el funcionamiento de la unión diseñada se considera correcto.

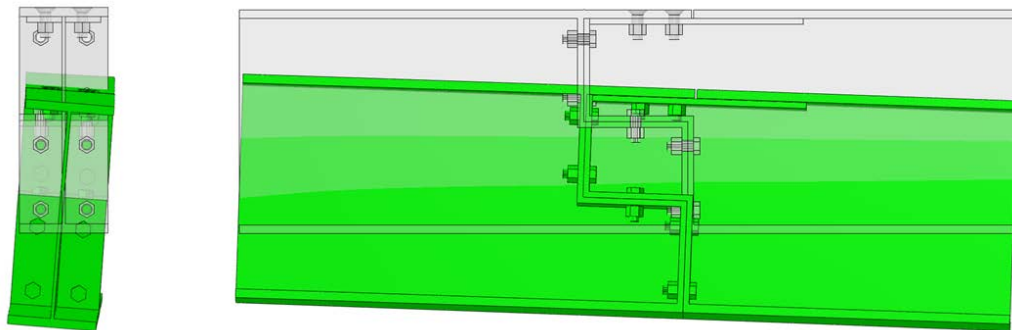


Figura 9.84 – Indeformada y deformada en el submodelo para Pisada carretilla / Larguero B



9.2 Análisis de resultados en las piezas de unión

En este apartado se ha analizado el comportamiento de las piezas de unión diseñadas específicamente para cada submodelo en función de las conclusiones del *apartado 9.1*.

Posteriormente al análisis de *apartado 9.1* y previamente al análisis de las piezas diseñadas, se realizó una comparativa entre los dos step en los que se divide el cálculo para determinar las tensiones en las piezas de unión que se producen por los valores de apriete y contactos en los tornillos y tuercas, ver *anexo G*.

Una vez determinados los valores de tensión producidos por dos de las de consideraciones del proceso de cálculo (Aprietes y contactos), se ha analizado en comportamiento de la pieza de unión sin tener en cuenta estos valores de tensión para cada caso calculado. De esta forma se puede comprobar el comportamiento real de la pieza de unión.

9.2.1 Submodelo unión travesaño - banda lateral

Una vez determinado el rango de tensiones provenientes del apriete y los contactos para la pieza de unión entre el travesaño y la banda lateral en cada caso de carga analizado, se han comparado los valores obtenidos.

En las *tabla 9-2* podemos ver que el valor mínimo obtenido de coeficiente de seguridad es de 1,42 en el caso pisada carretilla en el larguero B – travesaño 8, y para el resto de casos ronda un valor entorno a 2,5. Esto demuestra que sin tener en cuenta las consideraciones que generan tensiones alrededor de los taladros, las cuales no se producirían en la realidad, la pieza muestra un comportamiento adecuado para las diferentes maniobras que pueden realizar se con el vehículo; ya que en ningún caso plastificaría.

PROPIEDADES	MATERIAL PIEZA DE UNIÓN TRAVESAÑO - BANDA LATERAL
	S355
Límite elástico (Re)	355 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	550 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	22%
Módulo elástico (E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m ³

Tabla 9-1 - Propiedades pieza de unión travesaño - banda lateral



SUBMODELO UNIÓN TRAVESAÑO - BANDA LATERAL		
Casos y posición más desfavorable	Pieza de unión travesañó - banda lateral	
	Tens Mises Max (MPa)	C.S. os (Max)
Pisada carretilla / Larguero B - Travesañó 8	250	1,42
Escalón 150 mm detrás / Larguero B - Travesañó 8	135	2,63
Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesañó 4	145	2,45
Pisada carretilla / Larguero B - Travesañó 7	130	2,73
Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesañó 8	155	2,29

Tabla 9-2 - Tensiones máximas y coeficientes de seguridad en la pieza de unión travesañó - banda lateral

Si nos centramos en la distribución de tensiones de los mapas de tensión (*figura 9.85 a 9.89*), vemos que el caso más crítico también es el caso pisada carretilla en el larguero B – travesañó 8, puesto que a demás de tener el mayor valor de tensión, también muestra una distribución de tensiones mayores al resto de casos.

La zona con una mayor de tensión para todos los casos, es la parte de la pieza donde se produce el pliegue. A pesar de ello, la pieza de unión entre el travesañó y la banda tiene un comportamiento correcto puesto que en ningún caso la pieza llega a plastificar, esto coincide con las conclusiones del *apartado 9.1.1*.

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 8*

UNIÓN TRAVESAÑO-BANDA LATERAL

STEP 2

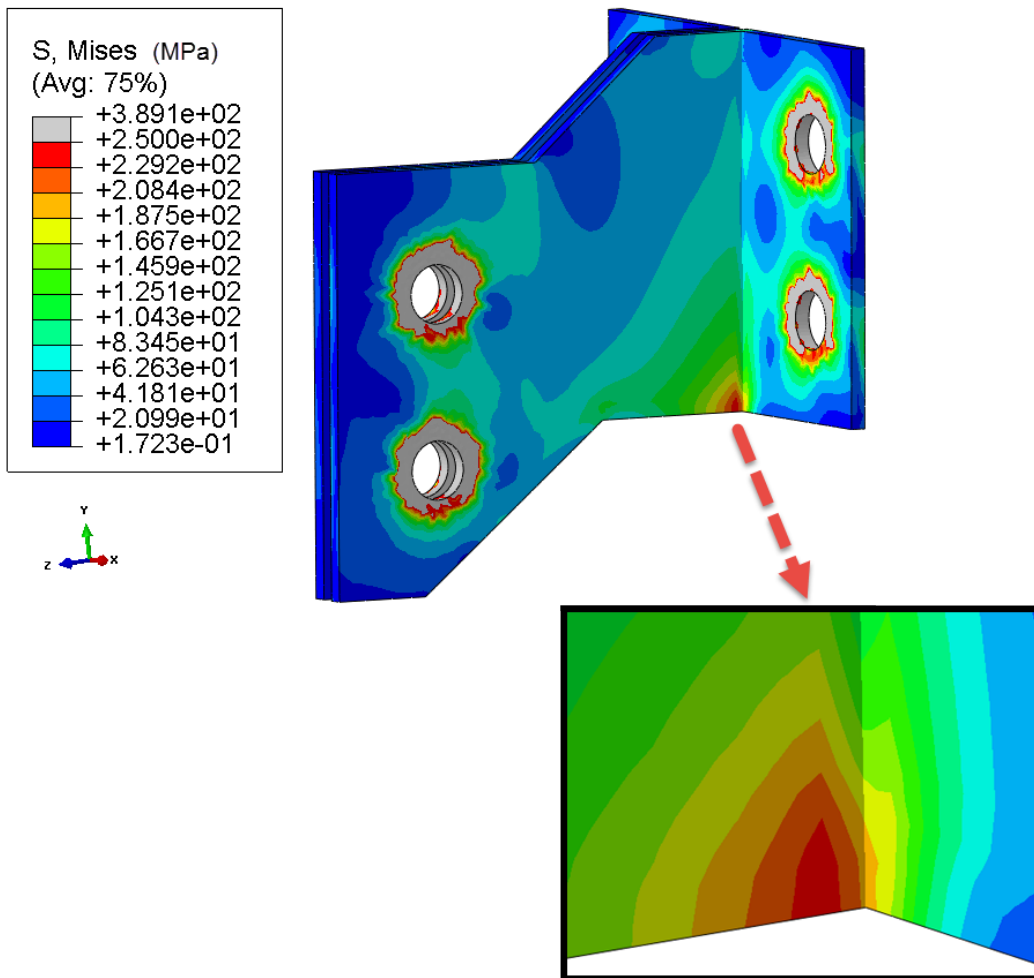


Figura 9.85 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - banda lateral sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Escalón 150 mm detrás / Larguero B - Travesaño 8*

UNIÓN TRAVESAÑO-BANDA LATERAL

STEP 2

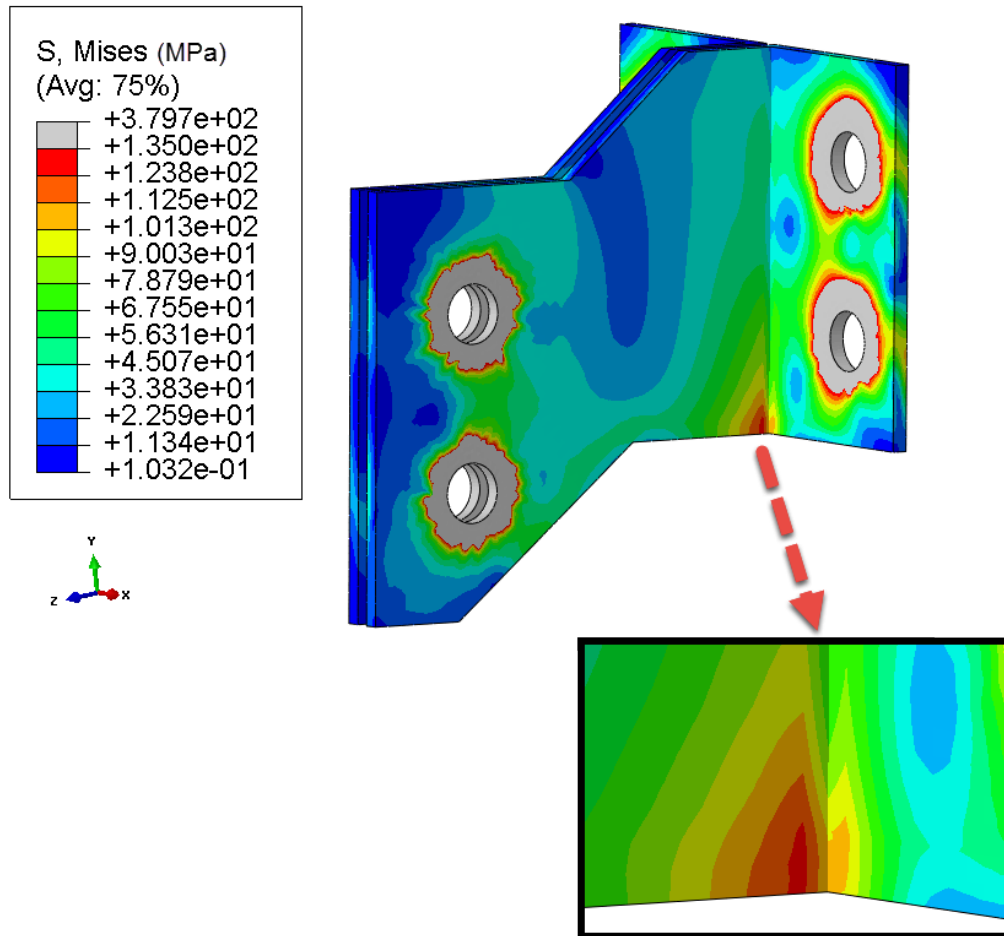


Figura 9.86 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - banda lateral sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Escalón 150 mm detrás / Larguero A - Travesaño 4*

UNIÓN TRAVESAÑO-BANDA LATERAL

STEP 2

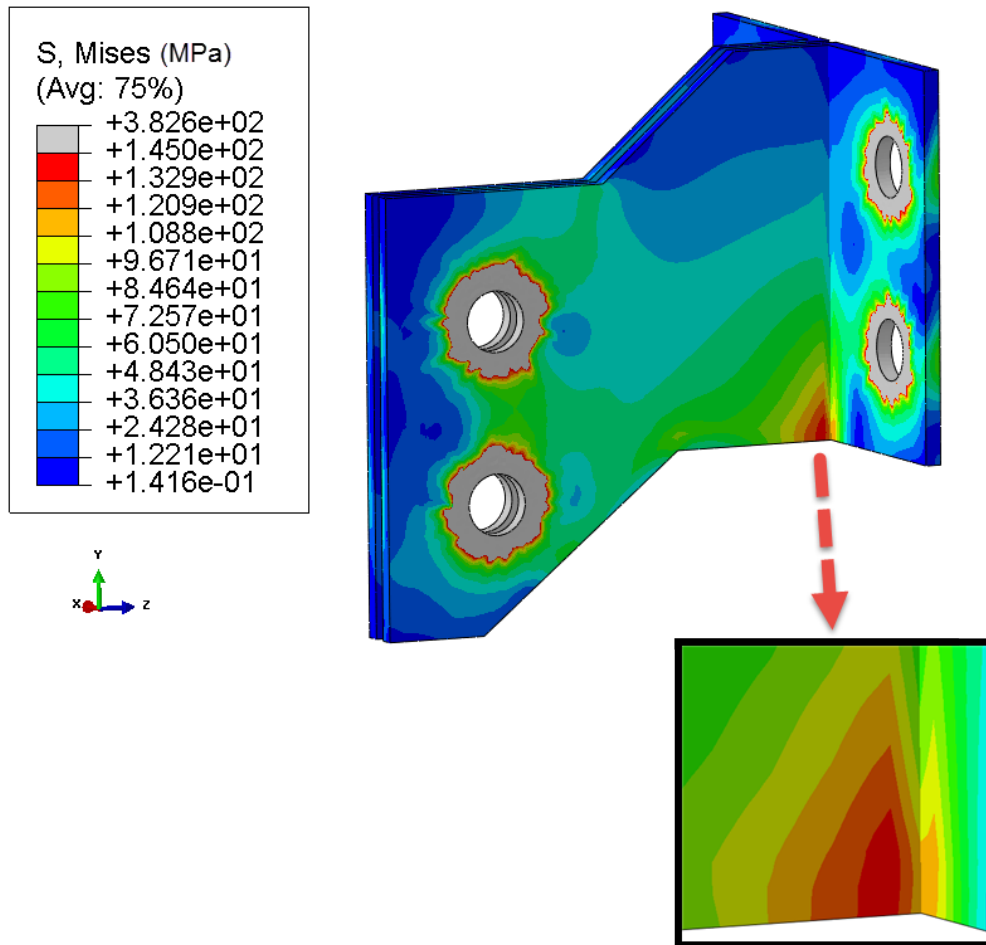


Figura 9.87 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - banda lateral sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Pisada carretilla / Larguero B - Travesaño 7*

UNIÓN TRAVESAÑO-BANDA LATERAL

STEP 2

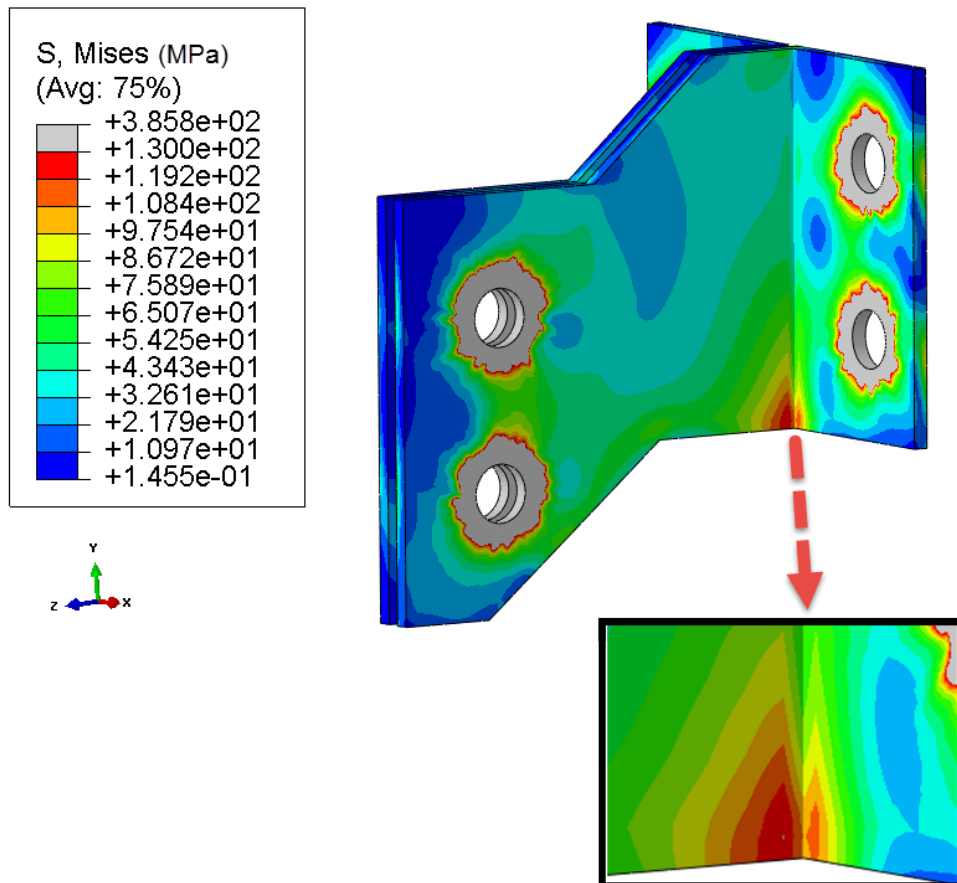


Figura 9.88 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - banda lateral sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Escalón 150 mm delante / Larguero A - Travesaño 8*

UNIÓN TRAVESAÑO-BANDA LATERAL

STEP 2

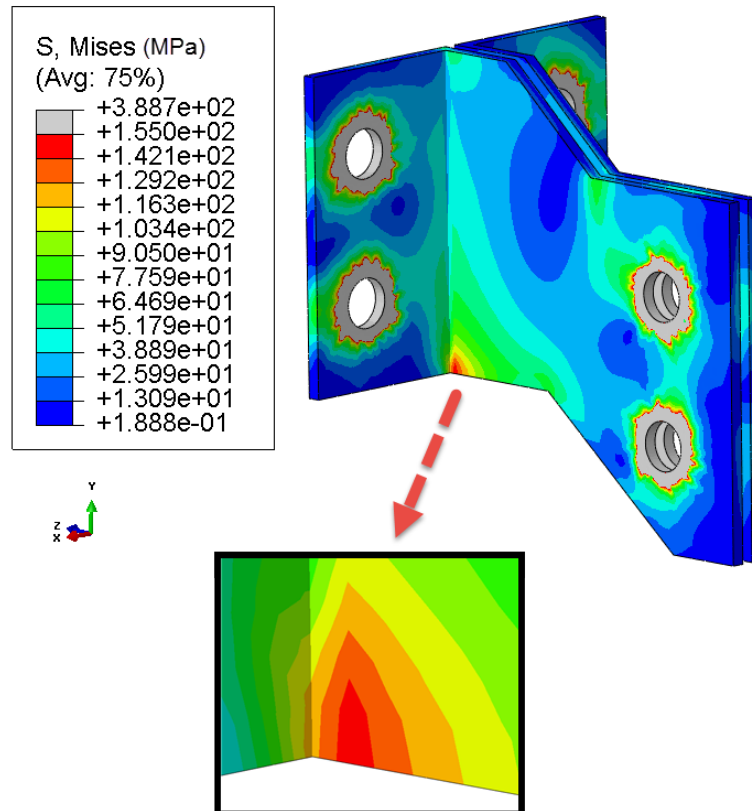


Figura 9.89 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - banda lateral sin las tensiones producidas por contactos y aprietes



TRABAJO FIN DE GRADO

9.2.2 Submodelo unión travesaño - larguero

Tras determinar el rango de tensiones provenientes del apriete y los contactos para las dos piezas de unión entre un travesaño y entre cada uno de los dos largueros, se han comparado los valores obtenidos.

En las *tabla 9-4* podemos ver que el valor mínimo obtenido de coeficiente de seguridad para ambos casos de pisada de carretilla es de 2,29 en la pieza que une el travesaño con el larguero B, para el resto de casos rondan un valores entorno a 2,5 y 3. Esto demuestra que sin tener en cuenta las consideraciones de aplicación de apriete y contactos, la pieza muestra un comportamiento adecuado para las diferentes maniobras que pueden realizarse con el vehículo; ya que en ningún caso plastificaría.

PROPIEDADES	MATERIAL PIEZA DE UNIÓN TRAVESAÑO - LARGUERO
	S355
Limite elástico (Re)	355 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	550 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	22%
Modulo elástico (E)	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m ³

Tabla 9-3 - Propiedades pieza de unión travesaño - larguero

SUBMODELO UNIÓN TRAVESAÑO - LARGUERO				
Casos y posición más desfavorable	Pieza de unión travesaño - larguero			
	Larguero A		Larguero B	
	Tens. Mises Max (MPa)	C.S. σs (Max)	Tens. Mises Max (MPa)	C.S. σs (Max)
Pisada carretilla / Travesaño 8	130	2,73	155	2,29
Pisada carretilla / Travesaño 7	125	2,84	155	2,29
Giro de radio mínimo / Travesaño 6	130	2,73	125	2,84
Aceleración lateral 0,4·g / Travesaño 1	150	2,37	70	5,07
Escalón 150 mm delante / Travesaño 6	120	2,96	130	2,73

Tabla 9-4 - Tensiones máximas y coeficientes de seguridad en la pieza de unión travesaño - larguero



TRABAJO FIN DE GRADO

Si nos centramos en la distribución en los mapas de tensión (*figura 9.90 a 9.100*), vemos que el caso más crítico es Pisada carretilla/Travesaño 8 Larguero B, puesto que muestra una distribución de tensiones mayores al resto de casos.

Las zonas con unas mayores de tensiones en las piezas de unión, se dan en el área donde la pieza donde va soldada al ala del travesaño, las cuales son zonas muy puntuales. A pesar de ello, la pieza de unión entre el travesaño y el larguero tiene un comportamiento correcto puesto que en ningún caso llega a plastificar, esto coincide con las conclusiones del *apartado 9.1.2*.

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Pisada carretilla / Travesaño 8*

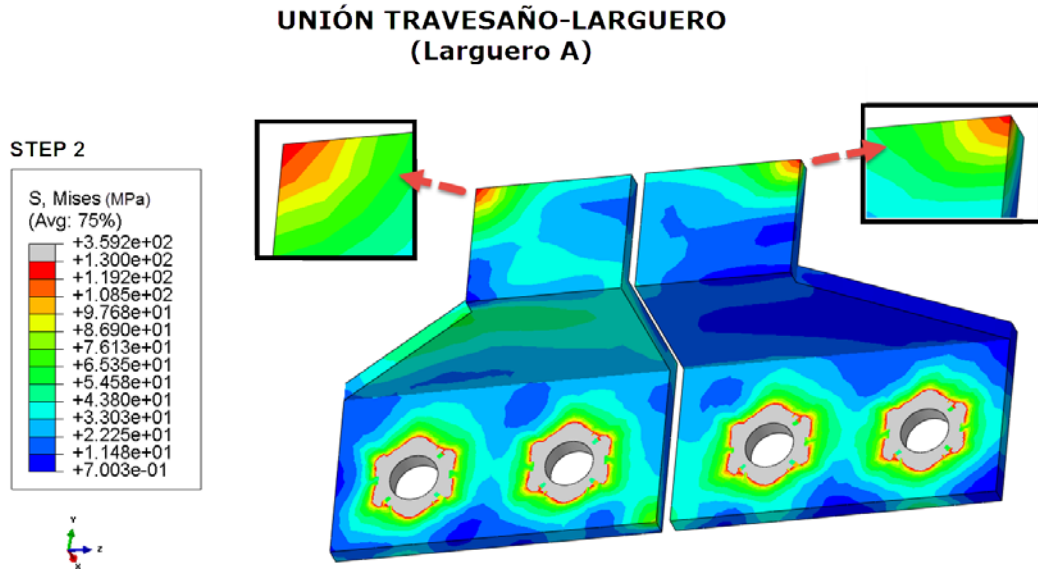


Figura 9.90 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

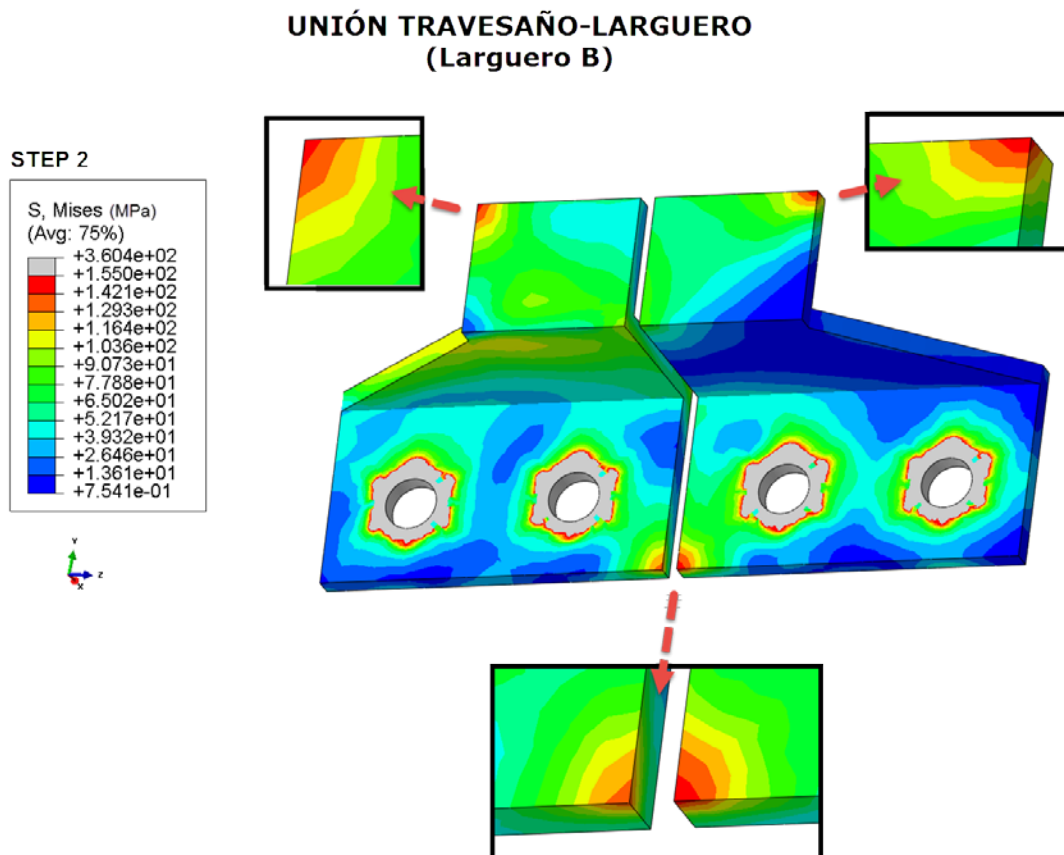


Figura 9.91 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Pisada carretilla / Travesaño 7*

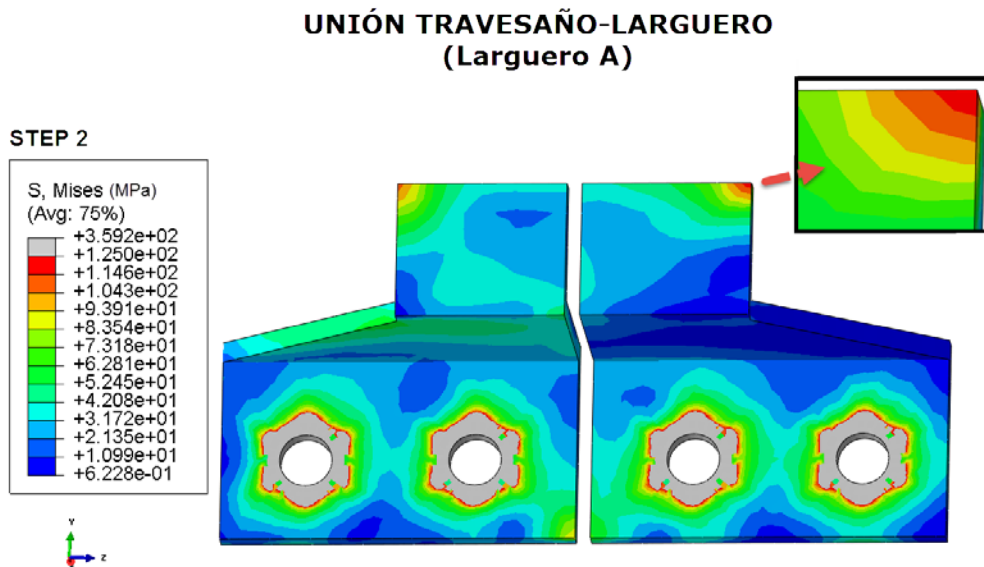


Figura 9.92 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

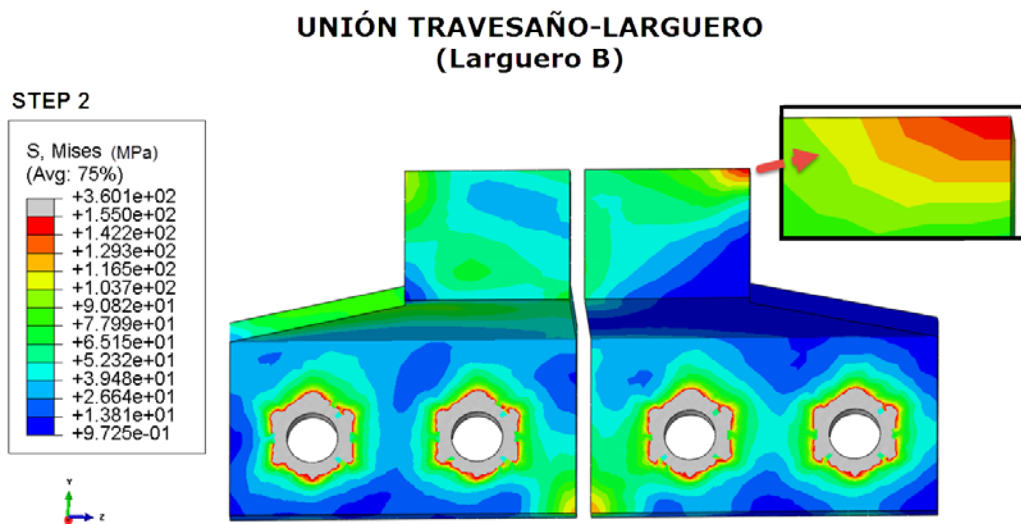


Figura 9.93 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Giro de radio mínimo / Travesaño 6*

UNIÓN TRAVESAÑO-LARGUERO (Larguero A)

STEP 2

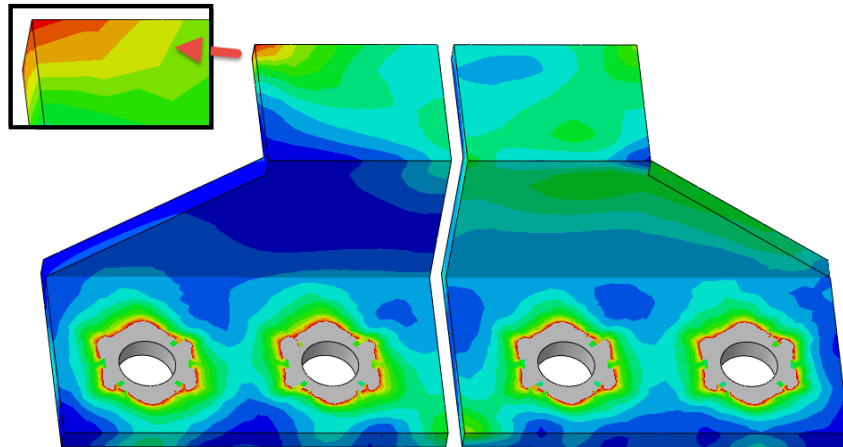
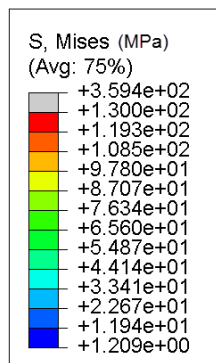


Figura 9.94 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

UNIÓN TRAVESAÑO-LARGUERO (Larguero B)

STEP 2

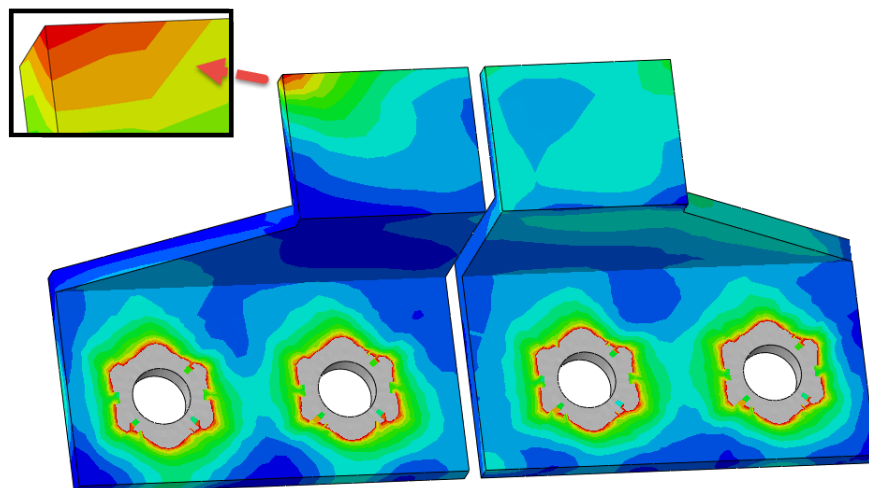
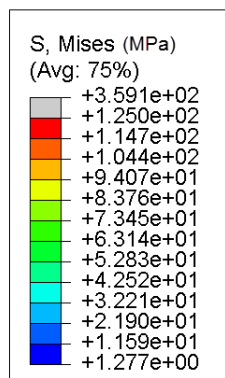


Figura 9.95 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Aceleración lateral 0,4-g / Travesaño 1*

UNIÓN TRAVESAÑO-LARGUERO (Larguero A)

STEP 2

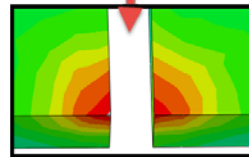
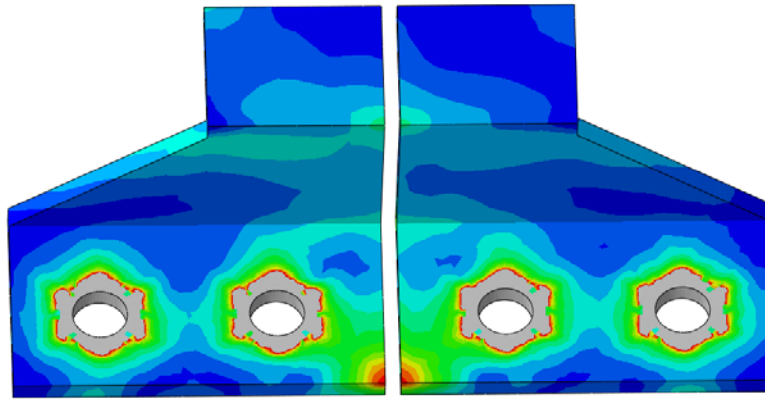
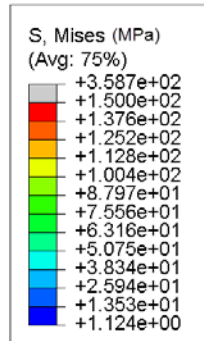


Figura 9.96 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

UNIÓN TRAVESAÑO-LARGUERO (Larguero B)

STEP 2

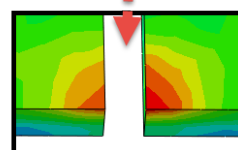
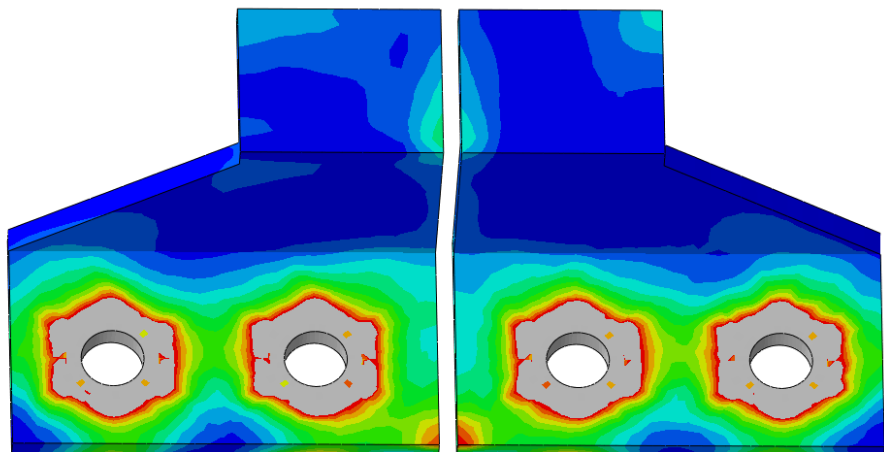
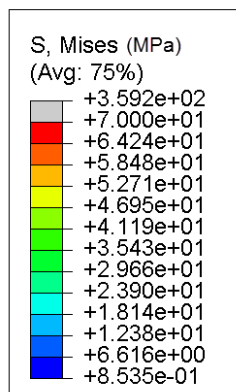


Figura 9.97 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

TRABAJO FIN DE GRADO

- *Escalón 150 mm delante / Travesaño 6:*

UNIÓN TRAVESAÑO-LARGUERO (Larguero A)

STEP 2

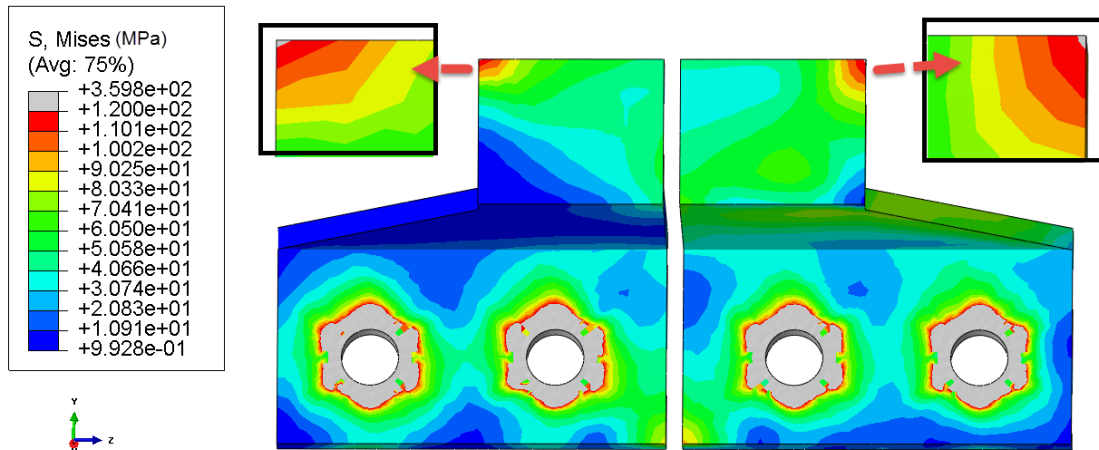


Figura 9.98 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

UNIÓN TRAVESAÑO-LARGUERO (Larguero B)

STEP 2

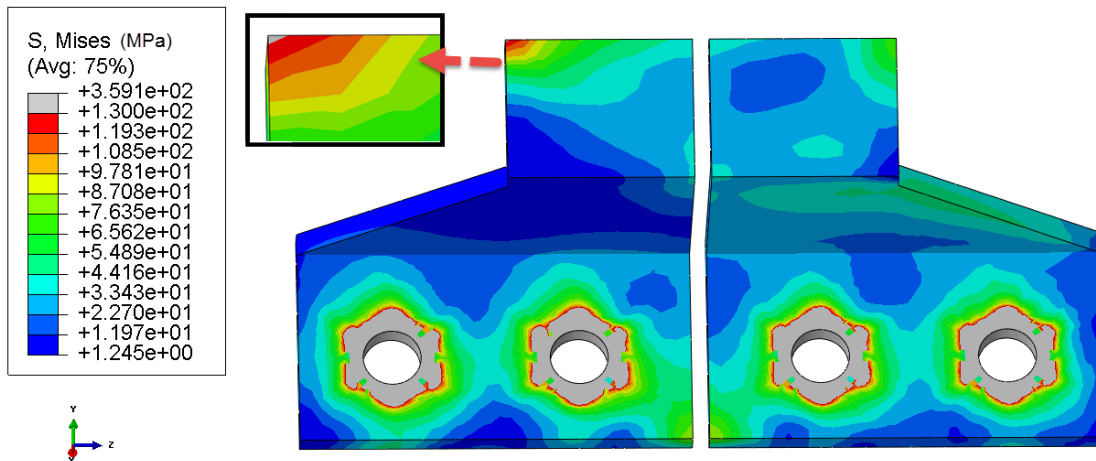


Figura 9.99 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión en el submodelo unión travesaño - larguero (Larguero A) sin las tensiones producidas por contactos y aprietes



TRABAJO FIN DE GRADO

9.2.3 Unión larguero

Tras determinar el rango de tensiones provenientes del apriete y los contactos para las dos piezas de unión entre los tramos del larguero y la chapa de refuerzo, se han analizado valores obtenidos.

En este submodelo nos encontramos tres piezas que forman la unión y un único caso analizado. Las dos piezas que unen los dos tramos en los que se divide el larguero, pieza unión larguero tramo delantero y pieza unión larguero tramo trasero, muestran unos coeficientes de seguridad de 4 y 3,89 respectivamente (*tabla 9-6*), con lo cual tiene un comportamiento correcto para la maniobra de la carretilla. En ambas piezas los valores máximos de tensión se dan en la zona donde van soldadas al ala inferior de sus respectivos tramos de larguero *figuras 9.100 y 9.101*.

La chapa de refuerzo del ala tiene el comportamiento más crítico de los tres componentes, ya que tiene el coeficiente de seguridad menor, el cual tiene un valor de 2.38. A pesar de ello, también muestra un comportamiento correcto al no plastificar y darse el valor de tensión máxima en una zona muy puntual, la cual corresponde con el final de la soldadura de la chapa al ala de tramo trasero, *figura 9.102*.

Con lo cual, el comportamiento de las tres piezas que forman la unión entre los dos tramos en los que se divide el larguero, tienen un comportamiento correcto puesto que ninguna llega a plastificar y las tensiones máximas se dan en zonas puntuales, esto coincide con las conclusiones del *apartado 9.1.3*.

PROPIEDADES	MATERIAL CHAPA REFUERZO ALA	MATERIAL PIEZA UNIÓN LARGUERO TRAMO DELANTERO Y TRAMO TRASERO
	DOMEX 500 MC	DOMEX 700
Limite elástico (Re)	500 Mpa	700 Mpa
Tensión de rotura (Rm)	625 Mpa	850 Mpa
Alargamiento a la rotura (A)	18%	12%
Modulo elástico (E)	210000 Mpa	210000 Mpa
Poisson (ν)	0,3	0,3
Densidad (ρ)	7850 kg/m ³	7850 kg/m ³

Tabla 9-5 - Propiedades piezas de unión en el submodelo unión larguero



TRABAJO FIN DE GRADO

SUBMODELO UNIÓN LARGUERO		
Elemento de unión	Pisada carretilla / Larguero B	
	Tens Mises Max (MPa)	C.S. σ (Max)
Piezas unión larguero tramo delantero	175	4,00
Pieza unión larguero tramo trasero	180	3,89
Chapa refuerzo ala	210	2,38

Tabla 9-6 - Tensiones máximas y coeficientes de seguridad en las piezas de unión en el submodelo unión larguero

- **Pisada carretilla / Larguero B:**

PIEZA UNIÓN LARGUERO-TRAMO TRASERO

STEP 2

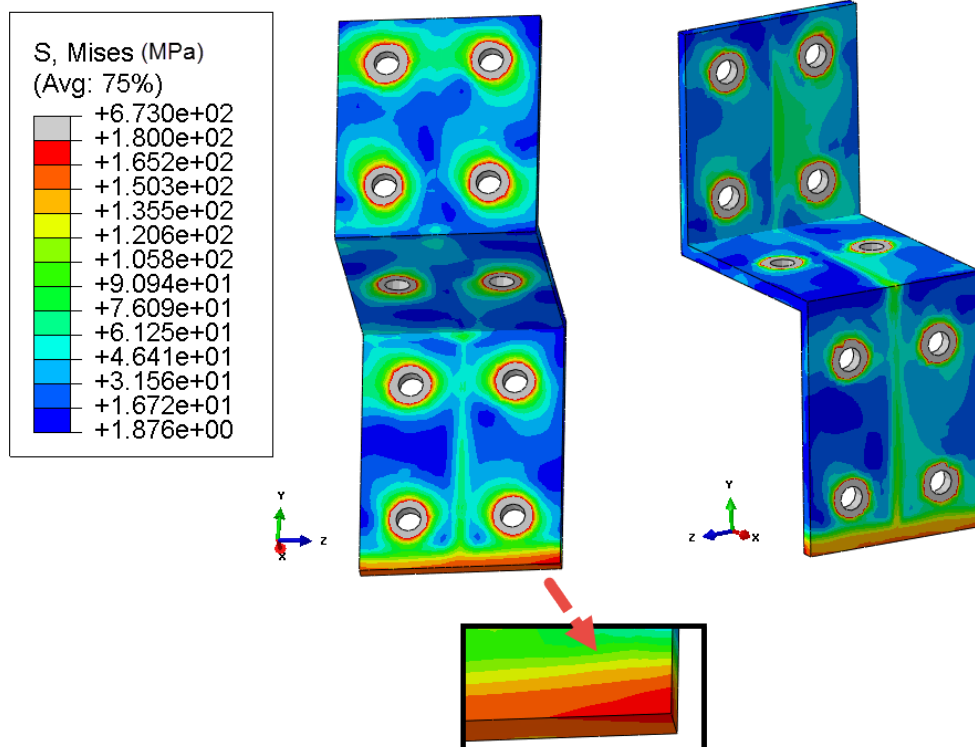


Figura 9.100 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión larguero tramo trasero sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

PIEZA UNIÓN LARGUERO TRAMO DELANTERO

STEP 2

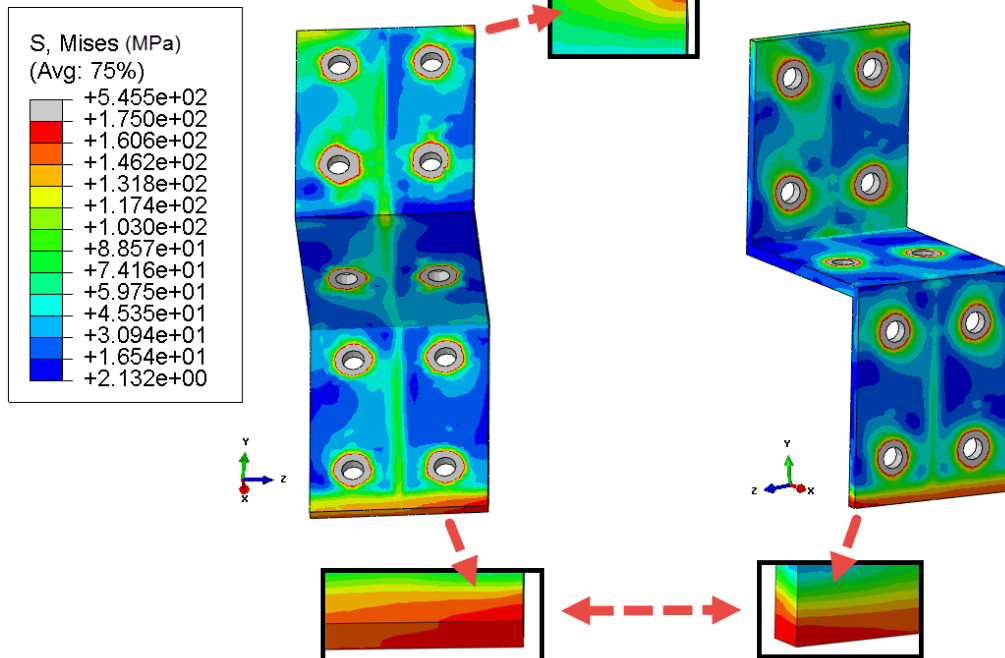


Figura 9.101 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la pieza de unión larguero tramo delantero sin las tensiones producidas por contactos y aprietes

CHAPA REFUERZO ALA

STEP 2

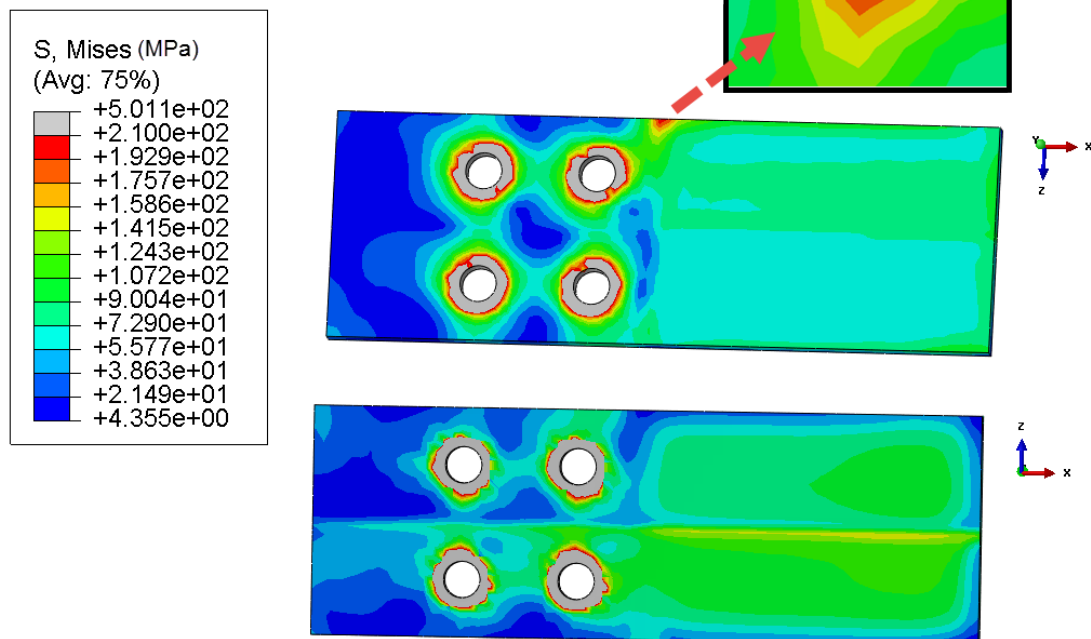


Figura 9.102 - Mapa de tensiones en el STEP 2 de la chapa refuerzo ala larguero sin las tensiones producidas por contactos y aprietes



10. Conclusiones

Tras completar el objetivo de analizar el funcionamiento de las piezas de unión en las diferentes simulaciones para cada uno de los submodelos se ha llegado a las siguientes conclusiones:

- El uso de submodelos reduce mucho el tiempo de cálculo y análisis cuando se quiere modelar en detalle una zona determinada de una estructura, la cual se repite en diferentes posiciones geométricas a lo largo de la estructura.
- Las consideraciones y simplificaciones pueden influir en el resultado obtenido del análisis, por tanto es importante saber interpretar los resultados obtenidos para eliminar las posibles influencias.
- En todas las piezas en las zonas próximas a los taladros nos encontramos los valores de tensiones mas elevados, incluso llegando a plastificar. Esto se debe al no uso de arandelas en los modelos numéricos para simplificar el modelado, en la realidad el uso de estas repartiría de forma más adecuada las fuerzas de apriete y reduciría las tensiones. Estas tensiones también son generadas por el tipo de contacto de tipo rígido empleados con las tuercas y las cabezas de los tornillos, los cuales fuerzan a estar siempre en contacto a las tuercas y a las cabezas de los tornillos con las piezas que unen, generando mayores tensiones.
- El uso de ejes globales para aplicar las fuerzas de apriete genera tensiones no reales en los vástagos de los tornillos. Esto se debe a que los ejes globales no siguen el movimiento de los ejes de los tornillos y tuercas, los cuales están generados por la aplicación de los desplazamientos del modelo global. Para solucionar este problema los ejes de coordenadas de aplicación de las fuerzas de apriete tendría que ser locales y desplazarse solidarios a sus respectivos tornillos
- Si no tenemos encuentra las tensiones ficticias generadas por las simplificaciones y consideraciones indicadas, se puede concluir que todas las piezas de unión diseñadas tienen un comportamiento adecuado para todos los casos de carga analizados. Ya que en ningún caso superan el límite elástico y el valor mínimo de coeficiente de seguridad es de 1,42. Además, en los mapas de tensión se observan una correcta distribución de tensiones, con lo cual las piezas no necesitarían ningún rediseño.



TRABAJO FIN DE GRADO

Por todo lo mencionado anteriormente, se concluye que el diseño de las piezas de unión realizado por el departamento de Ingeniería Mecánica es correcto. Por lo cual posteriormente, las piezas pasaran a la fase de prototipos y posteriores ensayos extensométricos para corroborar su correcto funcionamiento.



11. Bibliografía

[1] **Carlos Comeras Vélez**. “*Trabajo fin de grado: Cálculo de un semirremolque desmontable con uniones atornilladas para ser transportado en contenedor*”, 2015.

[2] *Abaqus Documentation 6.12*. SIMULIA. 2013

[3] **Hibbitt, Karlsson & Sorensen**. “*Abaqus/Standard, versión 6.11, Theory Manual*”, HIBBITT, KARLSSON&SORENSEN INC., 1998.

[4] **Hibbitt, Karlsson & Sorensen**. “*Abaqus/Post, versión 6.11, Theory Manual*”, HIBBITT, KARLSSON&SORENSEN INC., 1998.

[5] **L. Ortiz Berrocal**. “*Resistencia de materiales*”. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Madrid, 1980.

[6] **L. Ortiz Berrocal**. “*Elasticidad*”. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales, Madrid, 1980.

[7] *Patran 2011 Reference Manual: Analysis Applications*

[8] *Norma EN 10025:2004*

[9] *Norma UNE EN ISO 898-1*

[10] *Norma UNE EN ISO 267-4*

[11] *Norma UNE EN ISO 10642:2005*

[12] **Richard G. Budynas, J. Keith**. “*Diseño en ingeniería mecánica de Shigley Octava edición*”, MC Grawhill.

[13] **D.Valladares, M.Carrera, L. Castejón, C.Martin**. “*Development of a Numerical Technique for the Static Analysis of Bolted Joints by the FEM*”, World Congress on Engineering 2013 Vol III.



TRABAJO FIN DE GRADO

11.1 Consultas web

SSAB: <http://www.ssab.com/>

STILL: <http://www.still.es/>

CHAVESBAO: <http://www.chavesbao.com/>